



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PALERMO

DIPARTIMENTO DELL'ENERGIA

DOTTORATO DI RICERCA IN ENERGETICA

(A.A. 2008/2009 ciclo XXIII)

(ING-IND/10)

TESI DI DOTTORATO

**OTTIMIZZAZIONE DI IMPIANTI POLIGENERATIVI E
μGRIDS ENERGETICHE
PER APPLICAZIONI IN AMBITO CIVILE**

**La dottoranda:
BARBARO CHIARA**

Il decano/coordinatore:
Prof. Ing. F. Castiglia

Il Tutor:
Prof. Ing. A. Piacentino

Premessa	I
1 COGENERAZIONE: PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO.....	1
1.1 PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO	2
1.2 VANTAGGI E LIMITI DELLA COGENERAZIONE	5
1.3 IL SIGNIFICATO ENERGETICO DELLA COGENERAZIONE.....	7
1.4 PRINCIPALI TECNOLOGIE IMPIANTISTICHE IN ASSETTO COGENERATIVO	9
1.4.1 Impianti a Vapore.....	10
1.4.2 Impianti Turbogas	13
1.4.3 Impianti a Ciclo Combinato	14
1.4.4 Motori a Combustione Interna.....	14
1.4.5 Microturbine a gas.....	16
1.4.6 Celle a combustibile.....	17
1.5 CAMPI D'IMPIEGO DELLE DIVERSE TECNOLOGIE	18
Bibliografia.....	23
2 IL QUADRO NORMATIVO.....	24
2.1 DEFINIZIONE DI COGENERAZIONE SECONDO LA NORMATIVA	26
2.1.1 A livello Comunitario: La direttiva 11 febbraio 2004 del Parlamento e del Consiglio Europeo, n. 2004/8/CE.....	26
2.1.2 L'inquadramento istituzionale della cogenerazione in Italia	28
2.1.3 La normativa attualmente in vigore	33
2.2 I SISTEMI DI INCENTIVAZIONE	36
2.2.1 DLgs. 79/99: il sistema dei Certificati Verdi.	38
2.2.2 I Certificati Verdi termici e i nuovi certificati verdi.....	39
2.2.3 D.M. 20/07/04 [11]: i certificati bianchi	42
2.3 I MERCATI DELL'ENERGIA.....	44

2.3.1	Il Nuovo Mercato Dell'energia Elettrica.....	44
2.3.2	Il Ritiro Dedicato e i Prezzi dell'energia elettrica.....	46
2.3.3	Tariffe di Acquisto/Vendita dell'energia Elettrica	48
2.4	IL MERCATO DEL GAS NATURALE.....	51
2.4.1	Tariffe di Acquisto del Gas naturale	52
2.4.2	La Fiscalità del Gas in Cogenerazione	53
2.5	MECCANISMI DI SUPPORTO ALLA COGENERAZIONE NEI PRINCIPALI PAESI EUROPEI.....	54
<i>Bibliografia</i>		57
3	LA DIFFUSIONE DELLA COGENERAZIONE	59
3.1	DIFFUSIONE DELLA COGENERAZIONE IN EUROPA	59
3.2	DIFFUSIONE DELLA COGENERAZIONE IN ITALIA.....	61
3.3	DATI REGIONALI	64
<i>Bibliografia</i>		66
4	DALLA COGENERAZIONE ALLA TRIGENERAZIONE: PRINCIPALI COMPONENTI DELL'IMPIANTO CHCP	67
4.1	MOTORI ALTERNATIVI A COMBUSTIONE INTERNA.....	69
4.1.1	Principali costruttori e modelli sul mercato	72
4.1.2	Prestazioni in assetto cogenerativo e caratteristiche dell'energia termica disponibile.....	78
4.1.3	Costi, affidabilità e manutenzione	79
4.2	TURBINE A GAS DI TAGLIA MEDIO-PICCOLA (1÷10 MWE)	81
4.2.1	Descrizione della macchina	81
4.2.2	Prestazioni in assetto cogenerativo e caratteristiche dell'energia termica disponibile.....	84
4.2.3	Affidabilità, costi di manutenzione e di impianto	87
4.3	LA MACCHINA FRIGORIFERA AD ASSORBIMENTO	92

4.3.1	Principio di funzionamento.....	92
4.3.2	Le prestazioni frigorifere del sistema	104
4.3.3	I costi	105
4.4	PROCESSI D'ACCUMULO TERMICO.....	106
4.4.1	Accumulo termico latente o cambiamento di fase (Phase Change Material PCM).....	107
4.4.2	Accumulo termico sensibile	108
<i>Bibliografia</i>		111
5 MODALITA' DI GESTIONE DEGLI IMPIANTI CHP E CHCP E METODI PER L'ANALISI ECONOMICA DEGLI INVESTIMENTI ...		
5.1	CRITERI BASE PER LO STUDIO DI FATTIBILITÀ DI UN IMPIANTO COGENERATIVO	113
5.2	MODALITÀ DI GESTIONE DEGLI IMPIANTI CHCP	115
5.3	CRITERI PER IL DIMENSIONAMENTO DEGLI IMPIANTI CHP E CHCP	117
5.3.1	Dimensionamento basato sulla curva cumulativa della domanda. .	122
5.3.2	Dimensionamento basato sulla domanda termica aggregata.	124
5.4	METODI PER L'ANALISI ECONOMICA DEGLI INVESTIMENTI: FONDAMENTALI PARAMETRI DI MERITO ECONOMICI.....	126
5.4.1	Il Pay Back Time (PBT)	127
5.4.2	Il Valore Attuale Netto (Net Present Value, NPV)	128
5.4.3	Lo Spark Spread (SS) e Il Total Supply Spread (TSS)	128
<i>Bibliografia</i>		130
6 VERSO NUOVE STRATEGIE DI PIANIFICAZIONE: LE μGRID ENERGETICHE		
6.1	LE μ GRID ENERGETICHE.....	131
6.1.1	Classificazione delle μ grid.....	135

6.1.2	Vantaggi e svantaggi delle μ grid.....	136
6.2	INTEGRAZIONE DEI SISTEMI CHP E CHCP NELLE μ GRIDS ENERGETICHE.....	137
6.2.1	Il Teleriscaldamento	137
6.2.2	Il teleraffrescamento.....	139
6.3	CRITERI PER IL DIMENSIONAMENTO DELLE μ GRID ENERGETICHE ALIMENTATI DA SISTEMI DI POLIGENERAZIONE E NECESSITÀ DI NUOVE STRATEGIE DI PIANIFICAZIONE.....	140
6.4	STRUTTURA DELLE CHCP-BASED μ GRIDS.....	146
6.5	CONNESSIONI CON L'UTENZA: LE SOTTOSTAZIONI DI SCAMBIO TERMICO	147
6.6	IL SISTEMA DI DISTRIBUZIONE.....	151
6.7	DIMENSIONAMENTO DELLA RETE DI TRASPORTO	156
6.7.1	Calcolo delle portate di acqua.....	157
6.7.2	Costo della rete di distribuzione.	159
	<i>Bibliografia</i>	162
7	L'OTTIMIZZAZIONE DEI SISTEMI DI POLIGENERAZIONE....	164
7.1	FINALITA' DELL'OTTIMIZZAZIONE	167
7.2	LO STATO DELL'ARTE.....	169
7.2.1	Lo stato dell'arte dell'ottimizzazione di sistemi CHCP asserviti ad un singolo edificio	169
7.2.2	Lo stato dell'arte dell'ottimizzazione delle CHCP-based μ grids.....	172
7.3	METODOLOGIA INNOVATIVA E MODELLIZZAZIONE DEI COMPONENTI.....	175
7.3.1	Caratterizzazione dei consumi nel settore civile	177
7.3.2	Principi base dell'algoritmo di ottimizzazione	180
7.3.3	Modello semplificato per i componenti d'impianto	184

7.3.4	Il motore primo	185
7.3.5	Il frigorifero ad assorbimento.....	190
7.3.6	Il volume d'accumulo termico (Thermal Energy Storage TES)	191
7.3.7	La rete di distribuzione	197
Bibliografia.....		201
8	LA ROUTINE D'OTTIMIZZAZIONE	205
8.1	LA SINGLE BUILDING OPTIMIZATION (SBO)	205
8.1.1	Input energetici	205
8.1.2	Base temporale assunta per l'ottimizzazione	207
8.1.3	I prezzi dell'energia ed i costi energetici.....	210
8.1.4	Superstruttura del sistema CHCP	212
8.1.5	Il modello analitico	215
8.1.6	Le soluzioni della Single Building Optimization (SBO)	223
8.1.7	L'interfaccia grafica	223
8.2	LA MULTI-BUILDING OPTIMIZATION (MBO).....	225
8.2.1	Superstruttura della CHCP-based μ grid.....	226
8.2.2	Il modello analitico	228
8.2.3	Processo di aggregazione e definizione della configurazione ottimale. 232	
8.2.4	Le soluzioni della Multi Building Optimization (MBO)	239
8.2.5	L'interfaccia grafica	239
Bibliografia.....		241
9.	APPLICAZIONE DELLA ROUTINE AD UN GRUPPO DI EDIFICI: ANALISI DEL POTENZIALE APLICATIVO	242
9.1	SENSITIVITA' ALLA BASE TEMPORALE ADOTTATA PER L'OTTIMIZZAZIONE	244
9.2	ANALISI DI SENSITIVITA' AL VARIARE DELLE OPZIONI TARIFFARIE ZONALI.....	251

9.3	VALUTAZIONI SUL RUOLO DEL VOLUME DI ACCUMULO TERMICO	258
9.4	VINCOLI IMPOSTI DALLA NORMATIVA E LORO INFLUENZA SUL DESIGN E SULL'OPERATIVITA' DELLE CHCP-BASED μGRIDS.....	262
9.4.1	Criteri adottati per la valutazione della cogenerazione ad alta efficienza	263
9.4.2	Esenzione fiscale per il combustibile consumato dagli impianti di cogenerazione	267
<i>Conclusioni</i>		274
NOMENCLATURA.....		276

Premessa

La crisi legata all'approvvigionamento energetico e le motivazioni connesse all'impatto ambientale dei processi di conversione dell'energia hanno stimolato l'intera comunità internazionale alla definizione di nuovi assetti del settore coinvolgendo la filosofia di produzione dell'energia elettrica, i suoi utilizzi finali e la gestione dell'attività di distribuzione. Nello scenario attuale si evidenziano due necessità apparentemente contrastanti: la prima è basata sulla riduzione dei consumi e delle emissioni climalteranti, la seconda assume come inevitabile un incremento dei consumi energetici finali, legato ad un miglioramento degli standards di vita.

Relativamente al mercato dell'energia, la liberalizzazione della produzione e della vendita di energia sta creando spazi per formule innovative, meno rigide e costose rispetto alla grande distribuzione, ed in grado di offrire maggiore flessibilità ed autonomia nei servizi.

La soluzione di questa apparente contraddizione presuppone il ri-orientamento delle scelte di politica energetica tramite la promozione di sistemi di produzione sostenibili dal punto di vista ambientale, l'ottimizzazione dei sistemi esistenti come pure un uso più razionale delle risorse.

Se dunque, da una parte la ricerca tende a sperimentare l'impiego di fonti energetiche alternative, dall'altra tende ad utilizzare gli stessi combustibili di origine fossile in maniera più efficiente. Tra queste un'opzione è rappresentata dalla cogenerazione (o *Combined Heat and Power*, CHP).

La cogenerazione è la produzione combinata di due forme di energia, elettrica (o meccanica) e termica, mediante lo sfruttamento in cascata dell'energia fornita da un combustibile, sia esso di tipo fossile o bio-derivato.

L'utilizzo di sistemi per la produzione combinata di energia elettrica e termica comporta degli incrementi di efficienza rispetto alla generazione separata (centrali termoelettriche e generatori di calore), dovuti essenzialmente alla possibilità di un maggiore sfruttamento della fonte primaria (combustibile) grazie al recupero, a valle della generazione di energia elettrica, di una parte di calore che andrebbe altrimenti scaricato in ambiente. La poligenerazione si presenta, quindi, come una soluzione estremamente flessibile, utilizzabile sia per singoli edifici (abitazioni singole o condominiali, utenze del settore terziario quali alberghi, ospedali, piscine,

centri commerciali, etc.) che per l'integrazione in micro-reti di teleriscaldamento o teleraffreddamento (μ -grids energetiche) per utenze "distribuite", quali i campus universitari, complessi poliambulatoriali, etc..

La presente tesi di dottorato si propone di analizzare le opportunità di applicazione della cogenerazione e della trigenerazione nel settore civile, attraverso lo sviluppo di nuovi metodi, basati sul *vectorial data processing*, per quanto concerne l'ottimizzazione di sistemi poligenerativi dedicati a singole utenze e, successivamente, a cluster di edifici eventualmente collegati tra loro da reti di distribuzione del fluido termovettore.

L'attività di studio ha richiesto la creazione di solide basi conoscitive per quanto concerne la letteratura in materia di poligenerazione, delle tecnologie impiantistiche e le condizioni al contorno per quanto concerne il quadro normativo e tariffario.

L'obiettivo è stato quello di fornire uno strumento, quale una routine d'ottimizzazione, in grado di selezionare i criteri più appropriati di progettazione e le più convenienti condizioni di esercizio di sistemi CHCP al fine dell'esplorazione del massimo potenziale di risparmio economico ed energetico dei sistemi di produzione combinata. L'applicazione sistematica di questo strumento potrà in futuro contribuire ad una promozione dei sistemi poligenerativi in complessi di utenze come i campus universitari, i poliambulatori ospedalieri o le aree commerciali.

1 COGENERAZIONE: PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO

Introduzione

L'evoluzione del panorama energetico internazionale degli ultimi decenni, sia dal punto di vista dell'esaurimento delle riserve disponibili di combustibili fossili sia da quello dei cambiamenti climatici su scala planetaria indotti dall'attività umana, ha spinto le istituzioni a puntare verso l'utilizzo di risorse energetiche alternative ed impianti di conversione sempre più efficienti e meno inquinanti.

La cogenerazione si inserisce come una possibilità concreta ed estremamente interessante all'interno delle diverse opzioni utilizzabili, per la realizzazione di un risparmio energetico e per un utilizzo più razionale ed efficiente delle risorse energetiche disponibili. Sebbene in generale gli impianti cogenerativi non possano essere classificati tra le tecnologie di generazione elettrica e termica utilizzando fonti rinnovabili, in quanto tipicamente utilizzano combustibili di origine fossile, essi consentono in opportune condizioni di funzionamento di ottenere sensibili risparmi nei consumi di combustibile con ovvi benefici sia dal punto di vista economico che dal punto di vista ambientale.

La possibilità di ottenere dei benefici effettivi dall'utilizzo di un sistema di cogenerazione è strettamente legata alle modalità di funzionamento dello stesso. A causa della variabilità dei carichi elettrici e termici delle diverse tipologie di utenza, i sistemi cogenerativi possono essere sensibilmente diversificati tra loro in termini tecnologici e di prestazioni. Per esempio le utenze termiche civili generalmente richiedono calore a temperatura medio-bassa e sono caratterizzate da carichi termici fortemente variabili su base stagionale, giornaliera ed oraria. Esse presentano inoltre taglie variabili in quanto la singola utenza domestica richiede potenze più limitate rispetto a quanto non sia necessario per utenze centralizzate basate su sistemi di teleriscaldamento. Le utenze termiche di tipo industriale che sono usualmente costituite da sezioni di impianti di produzione richiedono calore a temperature elevate con carichi termici meno variabili.

Sulla base di quanto appena enunciato si procede ad una descrizione del significato della cogenerazione e di come questa pratica possa contribuire al raggiungimento di obiettivi sia economici, intesi come riduzione dei consumi di combustibile, che ambientali, intesi come

riduzione delle emissioni di sostanze inquinanti o climalteranti. Viene infine fornita una panoramica delle possibili soluzioni tecnologiche utilizzabili per la realizzazione di impianti cogenerativi.

1.1 PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

Gran parte dell'energia elettrica generata in Italia e nel mondo proviene da impianti termici, nei quali calore ad alta temperatura viene prima convertito in energia meccanica e quindi in energia elettrica per mezzo di generatori elettrici. Il calore proviene, nel caso delle centrali nucleari da reazioni di fissione (si parla in questo caso di impianti termonucleari) e nel caso delle centrali termoelettriche dalla combustione del combustibile immesso (carbone, gas naturale, frazioni del petrolio, biomasse etc). La conversione da calore ad energia meccanica, che è la trasformazione più complessa, avviene sfruttando un ciclo termodinamico.

Esistono parecchi cicli termodinamici, ma i più diffusi sono i cicli a vapore (cicli Rankine e Hirn) ed il ciclo Brayton-Joule degli impianti turbogas.

In generale, indipendentemente dal ciclo termodinamico sfruttato, il secondo principio della termodinamica stabilisce che non tutto il calore fornito può essere trasformato in lavoro; il limite massimo teorico della quota di calore effettivamente convertibile in lavoro è fissato dal rendimento del ciclo di Carnot. Quello che accade in un generico impianto termoelettrico a combustibile, come quelli presenti in Italia, può dunque essere schematizzato come da Fig. 1.1.a.

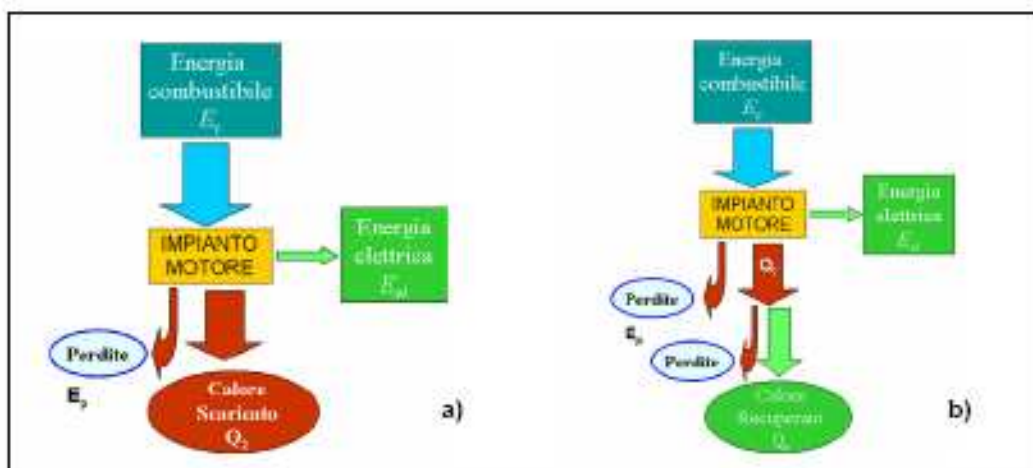


Figura 1.1. a) Impianto motore a ciclo semplice – b) Impianto motore cogenerativo.

L'impianto viene alimentato con un certo quantitativo di combustibile a cui corrisponde una energia chimica E_c (energia che si libera durante il processo di combustione). L'impianto, attraverso una serie di trasformazioni, fornisce l'energia elettrica E_{el} . Il rendimento globale di conversione dell'impianto (η_g) misura quanta dell'energia fornita dal combustibile è effettivamente trasformata in energia elettrica:

$$\eta_g = \frac{E_{el}}{E_c} \quad (1.1)$$

Un valore indicativo di η_g è 0.35: ciò significa che solo il 35% dell'energia introdotta nell'impianto motore termico è effettivamente convertito in energia elettrica, mentre il restante 65% dell'energia viene di fatto perduta. La maggior parte di questa quota di energia non sfruttata viene persa sotto forma del calore Q_2 scaricato dal ciclo termodinamico; a titolo indicativo si può dire che il calore Q_2 ceduto dall'impianto vale circa il 55% dell'energia introdotta mentre il restante 10% rappresenta altre perdite di vario genere (E_P).

La cogenerazione nasce dunque dal tentativo di recuperare in maniera utile tutto o parte di questo calore Q_2 che deve necessariamente essere scaricato da un impianto termico. Tale calore in certi casi può essere utilizzato utilmente nell'industria, ad esempio sotto forma di vapore, oppure può essere destinato ad usi civili, come il riscaldamento degli edifici. Qualora l'impianto abbia tali caratteristiche si parla di **produzione combinata di energia elettrica e calore** (o, semplicemente, produzione combinata). Gli impianti di produzione combinata, dunque, convertono energia primaria, di una qualsiasi fonte (solitamente l'energia primaria è quella di un combustibile), in energia elettrica ed in energia termica, prodotte congiuntamente ed entrambe considerate utili.

La produzione combinata di energia elettrica e calore in uno stesso impianto prende solitamente il nome di cogenerazione ed è spesso indicata con l'acronimo inglese CHP (*Combined Heat and Power*).

La definizione formale di cogenerazione ai sensi del Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n. 79 (articolo 2, comma 8) è la seguente: “*Cogenerazione è la produzione combinata di energia elettrica e calore alle condizioni definite dall'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas, che garantiscano un significativo risparmio di energia rispetto alle produzioni separate*” [1].

E' bene tuttavia sottolineare che, in termini rigorosi, le due dizioni “produzione combinata” e “cogenerazione” non sono equivalenti. Infatti, la normativa vigente in Italia stabilisce che un

impianto di produzione combinata può essere considerato impianto di cogenerazione soltanto se soddisfa determinati criteri stabiliti dall' Autorità per l'Energia Elettrica ed il Gas (AEEG) introdotti al fine di garantire che la produzione combinata di energia elettrica e calore porti ad un effettivo risparmio di energia primaria e che non sia troppo sbilanciata verso la produzione di sola energia elettrica.

Riprendendo lo schema di Fig. 1.a è possibile notare come questo si modifica nel caso in cui la centrale diventi un impianto di produzione combinata di energia elettrica e calore; la Fig. 1-b mostra infatti come una parte del calore Q_2 scaricato dal ciclo viene recuperato per essere sfruttato utilmente (Q_r).

Per un impianto cogenerativo è possibile definire una serie di indici prestazionali che danno informazioni oggettive circa la qualità dell'impianto e la sua capacità di sfruttamento dell'energia primaria introdotta.

Il rendimento elettrico di cogenerazione η_{el} indica quanta dell'energia del combustibile è effettivamente convertita in energia elettrica:

$$\eta_{el} = \frac{E_{el}}{E_c} \quad (1.2)$$

Il rendimento termico di cogenerazione η_t indica quanta dell'energia del combustibile è convertita in energia termica utile:

$$\eta_t = \frac{Q_r}{E_c} \quad (1.3)$$

L' *Energy Utilization Factor* (EUF) indica quanta dell'energia del combustibile, è effettivamente sfruttata in forma elettrica o termica:

$$EUF = \frac{E_{el} + Q_r}{E_c} = \eta_{el} + \eta_t \quad (1.4)$$

Si definisce inoltre il fattore *Power to Heat Ratio* (PHR) come il rapporto tra l'energia elettrica e l'energia termica utile messa a disposizione dall'impianto di poligenerazione:

$$PHR = \frac{Q_r}{E_{el}} \quad (1.5)$$

La Fig. 1.2 mostra come, a parità di utilizzazione finale (34 "unità" di energia elettrica e 56 "unità" di energia termica), la cogenerazione consente un significativo risparmio di energia

primaria rispetto alla produzione separata di energia elettrica e calore. Mentre in un impianto CHP l'energia primaria richiesta sotto forma di combustibile è pari a 100 "unità", con un sistema di produzione separata (SHP, *Separated Heat and Power*) tale richiesta è superiore. In questo caso è infatti necessario associare ad una centrale termoelettrica per produrre l'elettricità una caldaia tradizionale per soddisfare la richiesta termica dell'utenza. Nel caso dunque di sistema SHP l'energia primaria richiesta è pari a 162 "unità", evidentemente superiore a quella necessaria per soddisfare lo stesso fabbisogno di energia elettrica e termica con un impianto cogenerativo.

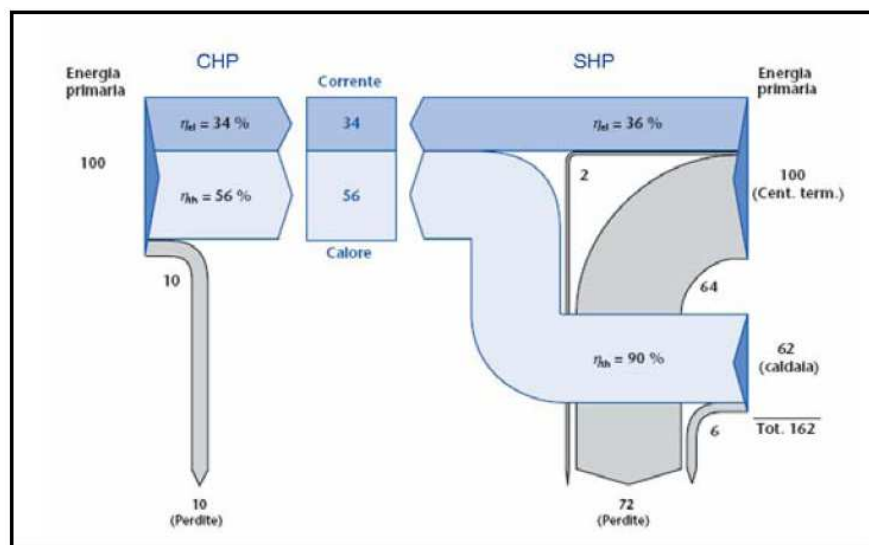


Figura 1.2: Confronto fra produzione separata di energia elettrica e termica (SHP) e cogenerazione (CHP)
Le grandezze sono espresse in termini di "unità" di energia primaria

1.2 VANTAGGI E LIMITI DELLA COGENERAZIONE

Da quanto visto nel precedente capitolo è possibile sintetizzare i principali vantaggi legati all'utilizzo di un impianto cogenerativo in luogo di un sistema per la generazione separata di calore ed energia elettrica [2, 3]:

- Minor consumo di energia primaria grazie alla maggior efficienza del sistema: con impianti cogenerativi è possibile raggiungere indici EUF anche superiori a 0.8 (ovvero si riesce a sfruttare utilmente oltre l'80% dell'energia messa a disposizione dell'impianto), con conseguente minor consumo di combustibile a parità di servizio reso.

- *Minori emissioni in atmosfera di gas climalteranti ed altre sostanze inquinanti:* la migliore efficienza complessiva dei sistemi cogenerativi consente una riduzione nel consumo di combustibili e di conseguenza minori emissioni in atmosfera di gas climalteranti quali ad esempio la CO₂ e di altre sostanze inquinanti che risultano dai processi di combustione.
- *Riduzione delle perdite per trasmissione:* l'applicazione della cogenerazione, essendo l'impianto di norma localizzato vicino all'utente finale, rende minime le perdite per la distribuzione e il trasporto dell'energia.
- *Possibilità di diminuire i rischi di interruzione del servizio:* i sistemi cogenerativi in grado di funzionare anche in modalità "Stand Alone" consentono di ridurre al minimo i rischi di interruzione dell'alimentazione dell'energia per disservizi di rete, condizione di importanza fondamentale in tutti quei contesti in cui sia importante la continuità dell'approvvigionamento dell'energia elettrica.

È bene comunque sottolineare anche i principali limiti di cui è necessario tenere conto nella valutazione di un impianto cogenerativo. Il principio della cogenerazione, seppure valido in generale, talvolta non può essere applicato in maniera energeticamente ed economicamente conveniente, se non sono soddisfatte le seguenti condizioni:

- *Presenza e vicinanza dell'utenza termica:* perché un impianto cogenerativo possa essere realizzato è necessario che nelle vicinanze di questo sia presente una utenza termica, industriale o civile. Tale necessità di fatto si scontra con la tendenza di collocare in luoghi distanti dai centri urbani gli impianti termoelettrici per la generazione di energia, al fine di limitare l'esposizione della popolazione alle emissioni in atmosfera. L'esigenza dunque di avvicinare ai centri urbani gli impianti cogenerazione, al fine di non estendere troppo le reti di distribuzione del calore, richiede pertanto che gli impianti cogenerativi siano perlopiù di taglia limitata e comunque dotati di sistemi di abbattimento degli inquinanti emessi.
- *Contemporaneità delle utenze:* un'altra condizione perché un impianto cogenerativo possa essere sfruttato in maniera opportuna è che la richiesta di energia termica ed elettrica siano contemporanee. Un impianto di cogenerazione tipicamente è in grado di mettere a disposizione calore ed energia elettrica simultaneamente, pertanto è necessario che le utenze assorbano tale energia simultaneamente. Per questa ragione

spesso gli impianti cogenerativi sono allacciati alla rete elettrica nazionale cedendo a questa l'energia elettrica prodotta in eccedenza. Qualora poi l'impianto cogenerativo dovesse risultare insufficiente per soddisfare interamente le richieste termiche dell'utenza (carico di punta) è necessaria l'introduzione di un sistema termico ausiliario (Fig. 1.3).

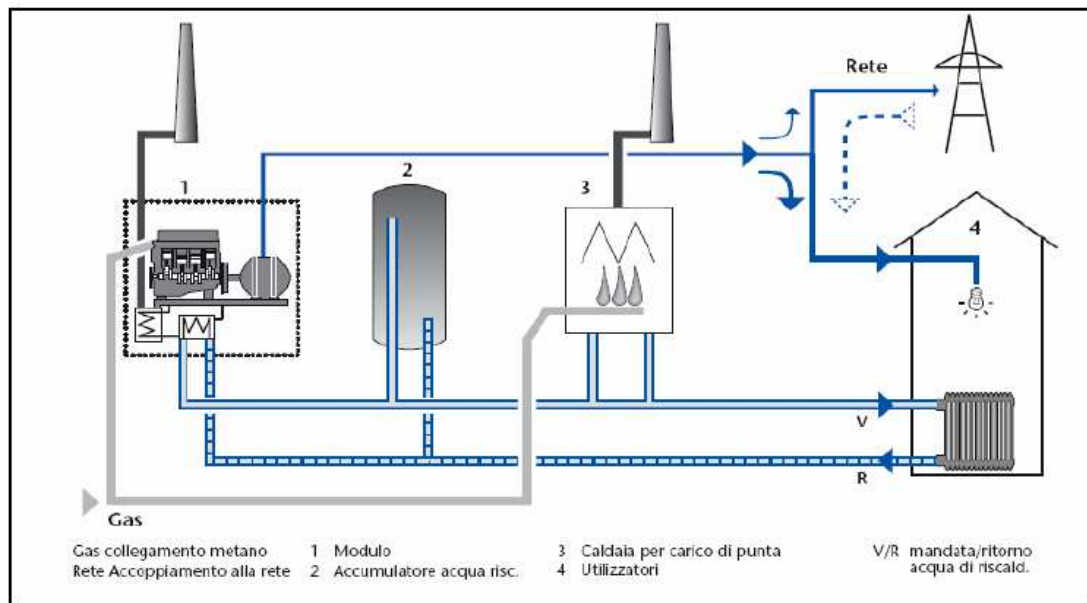


Figura 1.3: Impianto cogenerativo basato su un motore a combustione interna a servizio di una utenza con possibilità di cessione alla rete di energia elettrica e caldaia ausiliaria per il soddisfacimento del carico termico di punta.

1.3 IL SIGNIFICATO ENERGETICO DELLA COGENERAZIONE

L'idea che sta alla base della cogenerazione è quella di limitare l'energia ceduta all'ambiente incrementando così l'efficienza del sistema. È necessario ricordare che il recupero di calore è comunque parziale ed una parte di esso deve essere ceduta all'ambiente per soddisfare il secondo principio della termodinamica. Cogenerare non significa nella maggior parte dei casi recuperare tutto il calore che andrebbe ceduto all'ambiente (operazione quest'ultima possibile solo negli impianti a vapore a contropressione a patto che il sottoraffreddamento non porti a livelli di temperatura tali da impedire il recupero termico).

Questa operazione concettualmente semplice non è banale da applicare principalmente per la presenza di vincoli sia di natura economica, sia connessi al funzionamento delle utenze che

utilizzano il calore recuperato le quali impongono specifiche restrittive sull'operazione di recupero termico.

I sistemi cogenerativi possono essere classificati in due famiglie distinte sulla base di quale sia l'effetto utile principale come anche riportato in Fig. 1.4:

- **Sistemi topping:** il calore ad alta temperatura è utilizzato per alimentare un ciclo termodinamico per la generazione di energia elettrica, mentre parte di quello scaricato da quest'ultimo viene utilizzato come calore utile a temperatura medio-bassa;

- **Sistemi bottoming:** il processo di combustione viene utilizzato direttamente per la generazione termica ad alta temperatura, mentre quello scaricato dal processo termico viene utilizzato come input energetico di un ciclo termodinamico per la generazione di energia elettrica.

La configurazione più adottata è quella di tipo topping in quanto i sistemi termodinamici basati sull'utilizzo di turbine a gas e motori a combustione interna sono più efficienti alle alte temperature. La configurazione di tipo bottoming è meno utilizzata, ma è utile per processi industriali che richiedono calore a temperatura molto alta; parte del calore residuo viene recuperato a valle del processo utilizzando un ciclo a vapore a recupero che risulta essere più efficiente se alimentato da calore a bassa temperatura.

Il recupero di energia termica può consentire, qualora si operi in opportune condizioni di funzionamento, l'ottenimento di una sostanziale riduzione dei consumi di energia primaria e di conseguenza la diminuzione dell'emissione di sostanze climalteranti. L'energia termica è infatti una forma di energia ampiamente richiesta sia in ambito civile che industriale.



Figura 1.4 : Rappresentazione schematica di impianti di cogenerazione di tipo “topping” e “bottoming”

I sistemi cogenerativi possono essere utilizzati sia per applicazioni industriali per processi che richiedono forni ad alta temperatura o vapore a svariate condizioni di pressione e temperatura (alcuni esempi possono essere gli stabilimenti siderurgici, l'industria del vetro, quella chimica, quella alimentare ecc.), sia per scopi civili come il teleriscaldamento ovvero la produzione centralizzata di calore per il riscaldamento di centri abitati.

Una soluzione estremamente interessante è la possibilità di utilizzare sistemi trigenerativi, i quali sono impianti di cogenerazione che uniscono agli effetti utili tradizionali anche la generazione di freddo attraverso l'impiego di impianti frigoriferi ad assorbimento. Per le applicazioni civili, la richiesta di calore ha un andamento fortemente stagionale in quanto è tipicamente concentrata nei mesi invernali e si riduce nella mezza stagione, in quanto le applicazioni sono principalmente legate al riscaldamento di ambienti ed impieghi sanitari. La possibilità di ottenere freddo come effetto utile consente di sfruttare l'impianto anche nella stagione estiva per alimentare impianti di condizionamento. La trigenerazione permette in pratica di mantenere un livello di carico più uniforme durante l'anno consentendo quindi di incrementare la redditività dell'impianto rispetto alla sola cogenerazione di elettricità e calore.

In ambito industriale i sistemi di tipo trigenerativo possono trovare applicazione ad esempio in aziende del settore alimentare dove i processi produttivi richiedono calore e può essere richiesta la presenza di celle frigorifere per la conservazione dei prodotti. In alternativa il freddo può essere impiegato nella stagione estiva negli impianti di condizionamento di edifici. Un aspetto fondamentale che deve essere chiarito è che, sebbene la cogenerazione possa apparentemente sembrare un metodo sempre applicabile per la riduzione dei consumi di energia primaria, essa non è sempre in grado di realizzarli, anzi, quando applicata con modalità non corrette può portare paradossalmente ad un incremento dei consumi. Questa situazione è legata, come verrà illustrato in dettaglio in seguito, al regime di funzionamento degli impianti. Per questo motivo l'installazione di impianti cogenerativi deve sempre essere preceduta da un'accurata analisi tecnicoeconomica del sistema [4, 5].

1.4 PRINCIPALI TECNOLOGIE IMPIANTISTICHE IN ASSETTO COGENERATIVO

Per quanto riguarda i motori primi, le tecnologie di base ad oggi maggiormente impiegate sono:

- impianti a vapore (possono essere a contropressione, se il calore è recuperato dal vapore scaricato dalla turbina, o a spillamento, se il calore è ottenuto da vapore estratto in uno stadio intermedio della turbina);
- impianti turbogas (utilizzati in ciclo semplice con recupero di calore per la cogenerazione direttamente dai gas di scarico, o in ciclo combinato, recupero di calore per la cogenerazione dopo aver utilizzato i gas di scarico anche per la produzione di vapore di alimento per una turbina a vapore);
- motori alternativi a combustione interna (ciclo Diesel o ciclo Otto; in entrambi i casi il calore viene recuperato principalmente dai gas di scarico e dal liquido di raffreddamento del corpo motore).

Alle precedenti è possibile tuttavia aggiungere alcune tecnologie innovative, o comunque, non ancora pienamente affermate a livello commerciale, quali:

- Microturbine;
- Motori Stirling;
- Celle a combustibile.

1.4.1 Impianti a Vapore

I cicli a vapore sono i più sfruttati per la generazione di energia elettrica. Il vantaggio di tale tecnologia risiede nella possibilità di utilizzare combustibili di bassa qualità, quale carbone e oli combustibili pesanti. Questo è dovuto al fatto che gli impianti a vapore sono sistemi a combustione esterna, in cui i prodotti della combustione cedono il loro calore ad un altro fluido.

In Fig. 1.5 è proposto lo schema semplificato di un generico impianto a vapore. L'acqua viene portata ad elevata pressione attraverso una pompa (punto 1). Nella caldaia C l'acqua viene dapprima vaporizza (punto 2) e successivamente surriscaldato (punto 3), a spese dell'energia termica rilasciata da una certa massa di combustibile (m_c). Il vapore ottenuto viene inviato ad una turbina dove espande fino alla pressione di condensazione (punto 4), cedendo energia agli organi mobili della macchina. La turbina è pertanto in grado di azionare il generatore elettrico G da cui si ottiene l'energia elettrica E_{el} . Per chiudere il ciclo, il vapore deve essere riportato in fase liquida attraverso un condensatore; l'energia sottratta al fluido di processo nel condensatore è proprio il calore Q_2 perso dal ciclo termodinamico. Ciò che impedisce lo

sfruttamento di tale calore è dovuto alla necessità di mantenere la pressione e la temperatura di condensazione ad un livello più basso possibile (solitamente a temperature dell'ordine dei 35 °C a cui corrisponde una pressione di circa 0.05 bar).

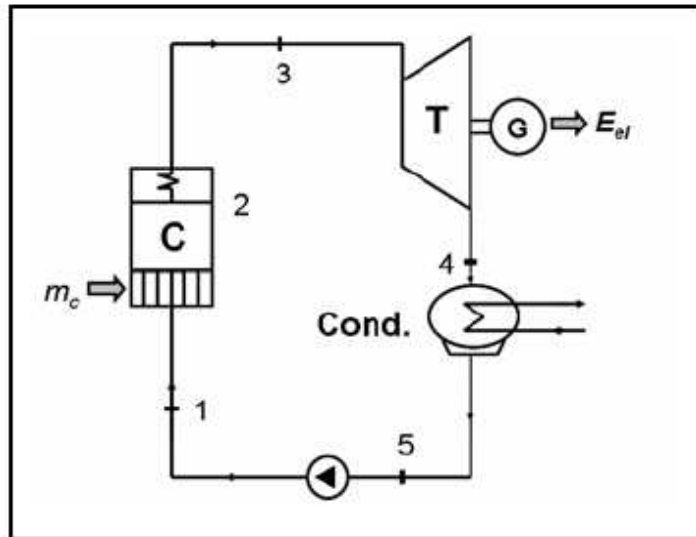


Figura 1.5: Schema elementare di impianto a vapore.

Alcune modifiche al ciclo termodinamico di base devono essere introdotte al fine di rendere l'impianto idoneo alla cogenerazione, così da fornire calore a temperature compatibili con quelle delle utenze. Si realizzano pertanto impianti a contropressione o a spillamento di vapore.

Negli impianti a contropressione (Fig. 1.6-a) il condensatore di vapore viene by-passato ed il vapore in uscita dalla turbina è inviato ad uno scambiatore di calore dove condensa cedendo calore ad un altro fluido termovettore che alimenta una utenza termica. La maggiore temperatura a cui avviene la condensazione, in questo caso, determina maggiori pressioni di condensazione, con perdita di lavoro meccanico e quindi di energia elettrica. Qualora non sia richiesto calore dall'utenza, il vapore può condensare in un comune condensatore permettendo dunque al sistema di operare in sola generazione di energia elettrica.

Schemi più semplici di impianti a contropressione sono a circuito aperto e prevedono l'eliminazione del condensatore; sono impiegati quando è presente un continuo assorbimento di vapore da parte dell'utenza.

Negli impianti a spillamento di vapore (Fig. 1.6-b) la cogenerazione viene realizzata prelevando una certa quantità di vapore (m_s) in uno stadio intermedio della turbina (il prelievo

potrebbe essere effettuato anche a monte della turbina) per essere inviato ad una utenza termica. Tale configurazione è adottata in larga parte in contesti industriali dove, per necessità tecnologiche e produttive, sono necessari contestualmente energia elettrica e vapore.

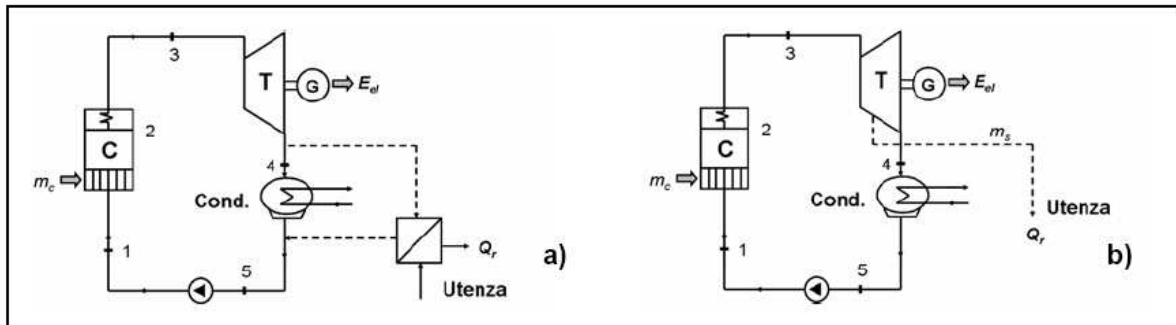


Figura 1.6: a) Schema di impianto a vapore a contropressione – b) Schema di impianto a vapore a spillamento.

La massa di vapore spillata infatti, dal momento in cui viene sottratta alla turbina, non contribuisce a fornire lavoro meccanico ed, anche in questo caso, il prelievo di calore va a discapito della resa elettrica.

Variando la quota di portata spillata è dunque possibile variare il rapporto di cogenerazione dell'impianto. Se $m_s=0$, l'impianto opera in ciclo semplice ed è in grado di fornire solo energia elettrica; aumentando m_s certamente aumenta la quota di energia termica fornita all'utenza ma contestualmente diminuisce l'energia elettrica prodotta.

Da quanto detto si evince pertanto che la cogenerazione con impianti a vapore tradisce il principio di utilizzare unicamente calore che sarebbe scartato dall'impianto, ma il fluido che viene sottratto per alimentare le utenze termiche, sarebbe ancora in grado di compier lavoro utile in turbina. L'applicazione di cogenerazione da impianti a vapore pertanto si limita perlopiù ad applicazioni industriali in cui sarebbe comunque necessario produrre in maniera continuativa vapore per finalità tecnologiche. Sistemi cogenerativi basati su impianti a vapore si collocano nelle taglie più grandi, con potenze dell'ordine delle decine di MW.

1.4.2 Impianti Turbogas

Sistemi turbogas (ciclo Brayton-Joule) sono oggi largamente utilizzati nella propulsione aeronautica in ragione della loro compattezza, ma sono sempre più apprezzati per applicazioni stazionarie costituendo la base di impianti cogenerativi ed impianti a ciclo combinato.

Lo schema di base di un impianto turbogas non rigenerato a circuito aperto è mostrato in Fig. 1.7 a. L'aria viene aspirata dall'ambiente a pressione e temperatura atmosferica (punto 1) da un compressore (C), e portata alle condizioni 2 con pressione e temperatura superiori. Il flusso di aria compressa raggiunge una camera di combustione (CC) dove è introdotta anche una certa massa di combustibile m_c . All'uscita della camera di combustione il flusso di gas compressi si trova ad elevata temperatura (spesso superiore ai 1000°C) ed impiegata in una turbina dove espande fino alle condizioni di pressione ambientale (punto 4). Durante l'espansione il gas cede energia alla macchina che è dunque in grado di trascinare un generatore elettrico (G).

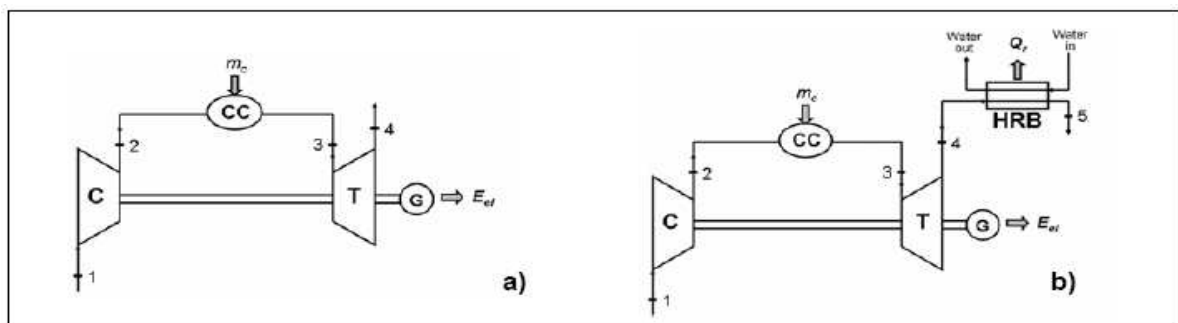


Figura 1.7: a) Schema di impianto turbogas in ciclo semplice – b) Schema di impianto turbogas cogenerativo.

Il flusso di gas caldi scaricati dalla turbina, la cui energia termica rappresenta il calore Q_2 ceduto dal ciclo, può essere sfruttato direttamente per alimentare una utenza termica (in questo caso il sistema turbogas è in assetto cogenerativo) oppure per alimentare un ciclo a vapore, realizzando così un impianto a ciclo combinato, che verrà descritto nel successivo paragrafo. Il modo più semplice per recuperare il calore, è quello di posizionare una caldaia a recupero (HRB, *Heat Recovery Boiler*) sul percorso fumi al fine di scaldare un fluido termovettore (ad esempio acqua) da inviare ad una utenza termica, come mostrato in Fig. 1.7-b.

1.4.3 Impianti a Ciclo Combinato

Lo schema di impianto turbogas a ciclo semplice di Fig. 1.7-a può essere ulteriormente modificato portando alla realizzazione di un ciclo combinato.

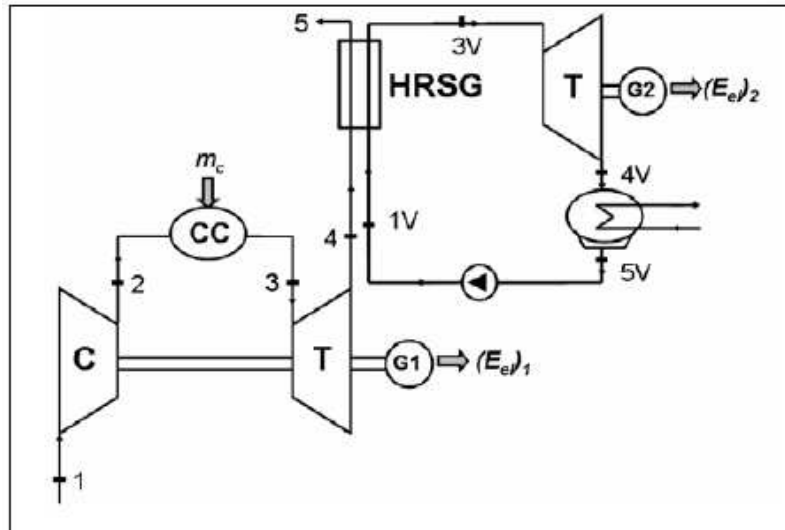


Figura 1.8: Schema di impianto a ciclo combinato gas-vapore.

La temperatura dei gas scaricati della turbina a gas sono compatibili con le temperature massime di un impianto a vapore e possono essere usati per alimentare un generatore di vapore a recupero (HRSG, *Heat Recovery Steam Generator*), con cui produrre vapore per alimentare una turbina a vapore, secondo lo schema di impianto a vapore elementare di Fig. 1.8.

In un impianto a ciclo combinato gas-vapore si osserva come, a parità di combustibile impiegato, l'energia elettrica generata è maggiore di quella che si otterrebbe da un impianto turbogas in ciclo semplice, determinando un incremento nel rendimento globale del sistema; proprio per questo motivo i cicli combinati gas-vapore osservano un'ampia diffusione, poiché raggiungono rendimenti elettrici prossimi al 55%.

1.4.4 Motori a Combustione Interna

Dal punto di vista architettonico i MCI sono caratterizzati da un manovellismo di spinta costituito dall'insieme di pistone, biella e manovella; il pistone è alloggiato nel cilindro entro il quale, tra la testa del pistone e la testata del motore, si realizza la combustione di tipo non stazionario.

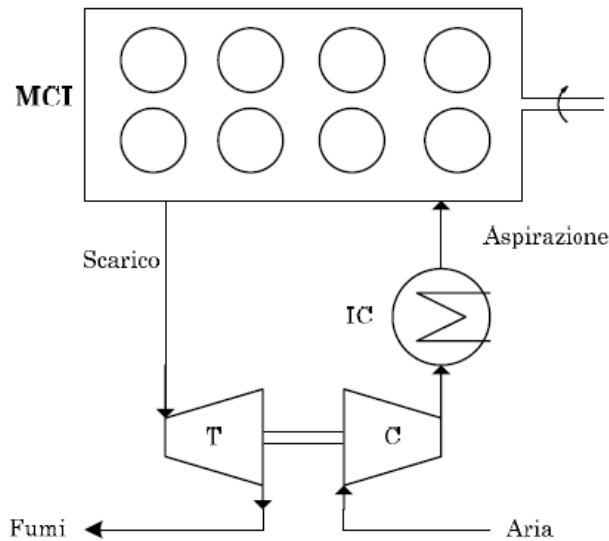


Figura 1.9: Schema d'impianto di un motore a combustione interna

L'alimentazione dell'aria per la combustione avviene attraverso un condotto di aspirazione, mentre l'evacuazione dal cilindro dei gas esausti si ha attraverso il condotto di scarico. Il combustibile può essere immesso direttamente in camera di combustione o già nel condotto di aspirazione, a seconda della tipologia di motore. La combustione genera una spinta meccanica sulla testa del pistone e lo mette in movimento lungo l'asse del cilindro; il pistone per effetto di combustioni intermittenti, si muove di moto alternativo e trasmette energia meccanica all'albero motore attraverso il manovellismo di spinta. Nelle applicazioni stazionarie l'energia meccanica, sotto forma di moto di rotazione dell'albero motore, può essere trasferita ad un alternatore, connesso all'albero stesso. L'alternatore presiede alla conversione dell'energia meccanica in energia elettrica a corrente alternata.

L'architettura prevede una struttura con numero di cilindri crescenti all'aumentare della potenza: nell'impiego stazionario sono frequenti motori a 12, 16, 20 cilindri.

Dal punto di vista funzionale, i MCI possono poi essere suddivisi in motori a due tempi (2T) e motori a quattro tempi (4T), a seconda del numero di corse effettuate dal pistone ad ogni ciclo. Se si escludono alcune rare applicazioni di motori Diesel 2T di grande potenza, i MCI utilizzati nella cogenerazione sono per lo più tutti a 4T.

I MCI possono essere inoltre classificati, sulla base del ciclo termodinamico che li contraddistingue, in motori a ciclo Otto (o ad accensione comandata, in quanto necessitano di un sistema che inneschi la combustione ad ogni ciclo) e in motori a ciclo Diesel (o ad

accensione spontanea, in quanto la combustione si innesca spontaneamente ad ogni ciclo quando il combustibile viene iniettato in seno al comburente che si trova in condizioni di temperatura e pressione tali da permettere l'autoaccensione del combustibile iniettato).

A seconda del tipo di ciclo realizzato il motore presenta caratteristiche progettuali e componenti ausiliari differenti e soprattutto diversi sistemi di alimentazione della miscela di aria e combustibile. Nell'ambito stazionario, per taglie sopra i 200 kW, è frequentemente adottata la tecnica della sovralimentazione con turbocompressore per incrementare il rendimento: in tal caso i fumi di scarico del motore vengono convogliati in una turbina che trascina un compressore, recuperando parte del contenuto entalpico ancora contenuto nei gas di scarico. Il compressore, posizionato sul condotto di aspirazione del motore, comprime l'aria all'ingresso del motore elevandone la densità: in tal modo aumenta la massa d'aria introdotta nel motore e dunque la potenza utile. In genere tra il compressore e il motore viene inserito uno scambiatore *intercooler* (IC): l'interrefrigerazione, a singolo o doppio stadio, ha lo scopo di incrementare ulteriormente la densità dell'aria.

L'acqua viene scaldata dapprima attraversando uno scambiatore da cui riceve calore raffreddando l'aria compressa all'uscita del turbocompressore (*intercooler*), quindi ricevendo calore dall'olio motore, successivamente dal circuito di raffreddamento motore ed infine raffreddando i gas di scarico. In Fig. 1.10 vengono mostrati i differenti recuperi termici ottenibili da un motore a combustione interna operante in assetto cogenerativo.

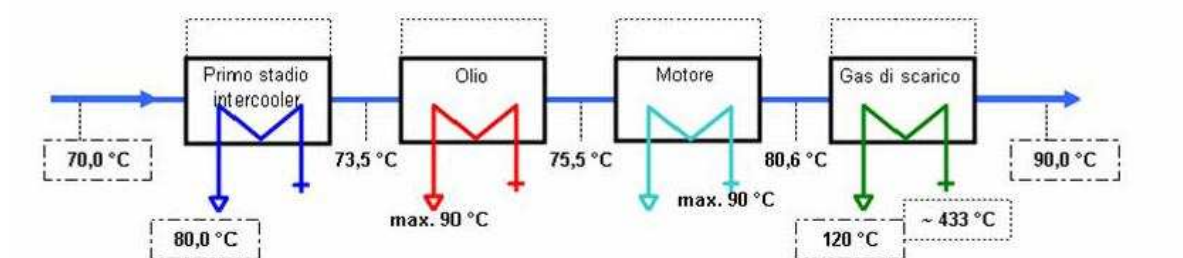


Figura 1.10: Recupero di calore da un motore a combustione interna

1.4.5 Microturbine a gas

Le microturbine a gas sono adatte ad essere impiegate in sistemi di cogenerazione diffusi sul territorio, in competizione con i sistemi basati su piccoli motori a combustione interna. La

taglia delle microturbine è particolarmente adatta per impieghi nel settore residenziale, terziario (ospedali, centri commerciali, alberghi, ristoranti, ecc.) e nelle piccole industrie. Solitamente sono alimentate a gas naturale e vengono vendute da molti costruttori in moduli completi insonorizzati e dotati delle interfacce necessarie per i collegamenti alla rete del gas, allo scarico dei fumi, all'ingresso/uscita dell'acqua ed alla rete elettrica. In Fig. 1.11-a è mostrato uno di questi moduli, mentre in Fig. 1.11-b è riportato lo schema di funzionamento del medesimo componente. Si osserva come l'interfaccia con l'utente è assai semplice ed analoga a quella di una normale caldaia a gas.

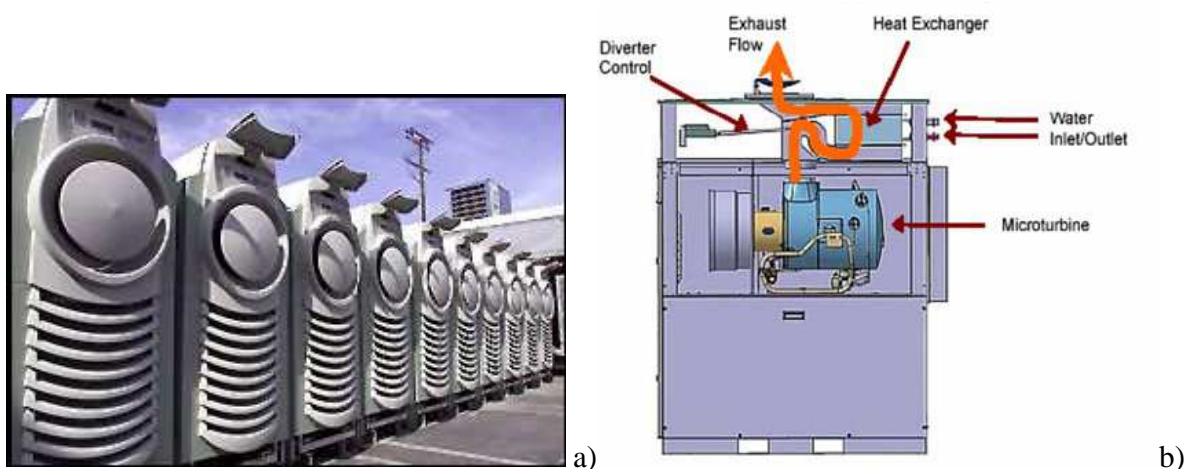


Figura. 1.11: a) Microturbina cogenerativa (Fonte: Capstone) – b) Schema di funzionamento.

1.4.6 Celle a combustibile

Le celle a combustibile sono una tecnologia che osserva un'ampia diffusione, per la quale si prevede una notevole diffusione nei prossimi anni tra le applicazioni cogenerative.

Tra due elettrodi separati da un elettrolita ed alimentati con ossigeno ed idrogeno, si sviluppa una corrente di tipo continuo (Fig. 1.12.a); il processo è esotermico, per cui si sviluppa del calore che deve essere sottratto dall'esterno ad una temperatura che dipende prevalentemente dall'elettrolita utilizzato.

Il processo è condotto in continuo, per cui occorre una sezione di trattamento del combustibile per la produzione di idrogeno, tramite steam reforming o ossidazione parziale (Fig. 1.12.b).

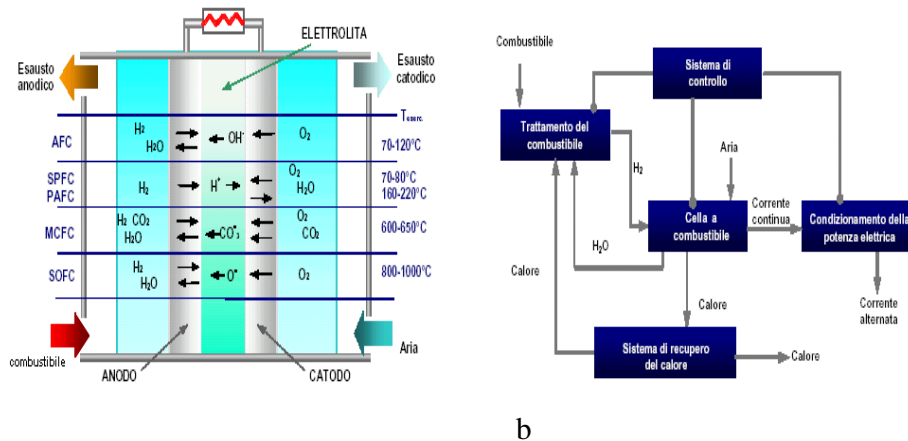


Figura 1.12: a) Principio di funzionamento delle celle a combustibile; b) Schema d'impianto

Per comprendere il potenziale di diffusione delle *fuel cells* occorre esaminare le diverse tipologie esistenti ed il loro grado di sviluppo:

- Celle alcaline (AFC), che operano al di sotto dei 120 °C. Si tratta di una tecnologia abbastanza matura, ma ancora oggi riservata ad applicazioni speciali (militari e spaziali);
- Celle ad elettrolita polimerico (PEFC), che operano a temperature comprese tra 70 e 100 °C. Sono sviluppate soprattutto per la trazione elettrica, con tentativi pilota di utilizzo in piccoli impianti di cogenerazione (da 5 a 250 kW);
- Celle ad acido fosforico (PAFC), che operano con temperature prossime a 200 °C; sono la tecnologia più matura per impieghi stazionari, con commercializzazione già avviata per applicazioni cogenerative nel settore terziario (100-200 kW);
- Celle a carbonati fusi (MCFC) e celle ad ossidi solidi (SOFC), operanti rispettivamente a temperature di 650 °C e 900-1000 °C. Trovano ovviamente naturale applicazione nella produzione elettrica e sono di interesse non rilevante per le applicazioni cogenerative di media e piccola potenza.

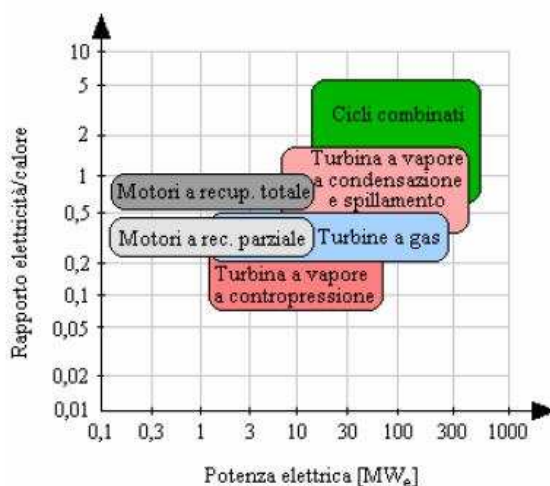
1.5 CAMPI D'IMPIEGO DELLE DIVERSE TECNOLOGIE

Le scelte della tecnologia da adottare va effettuata, per ogni caso studio, sulla base di alcuni requisiti specifici della domanda energetica da parte dell'utenza. Esistono infatti ragioni economiche e di efficienza energetica che possono rendere preferibile una tecnologia alle altre. In

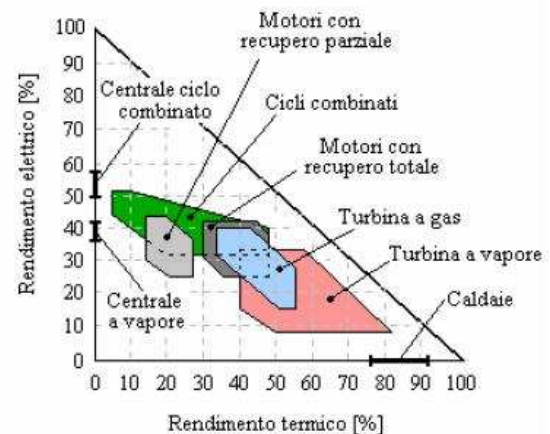
genere, la tecnologia viene scelta in base al livello massimo e medio di domanda che deve essere servita ed il rapporto medio tra le domande elettrica e termica nel corso dell'anno operativo tipo.

La taglia dell'impianto gioca un ruolo significativo nella scelta del sistema cogenerativo da utilizzare. In generale tutti i sistemi all'aumentare della taglia vedono migliorare le proprie prestazioni in termini di rendimento elettrico. Per impianti di grande taglia la tecnologia più appropriata, a meno che non intervengano ulteriori vincoli a limitarne l'impiego (come a esempio la temperatura alla quale il fluido caldo è richiesto dall'utenza termica), è il ciclo combinato il quale può soddisfare utenze termiche significative mantenendo elevati valori di rendimento elettrico. Il limite operativo dei cicli combinati è la temperatura alla quale l'utenza termica richiede calore, in quanto questi impianti possono operare senza significative diminuzioni del rendimento elettrico fino a temperature di circa 150°C. Per impianti di piccola taglia in generale la soluzione migliore sono i motori a combustione interna in ragione dei loro elevati valori di rendimento elettrico. In Fig. 1.13 a sono rappresentati i campi di applicazione preferenziali delle diverse tecnologie in funzione del range di potenza e del rapporto medio elettricità/calore, mentre in figura 1.13 b sono indicate le loro efficienze medie:

È possibile osservare come i motori a combustione interna risultino la tecnologia più conveniente dal punto di vista dei costi di installazione nel campo delle piccole potenze, mentre per le grandi potenze la soluzione migliore, compatibilmente con i vincoli imposti dall'utenza elettrica, è rappresentata da impianti a ciclo combinato.



a



b

Figura 1.13: a) Campi di applicazione delle diverse tecnologie cogenerative b) Efficienze medie

Nel campo delle potenze intermedie le turbine a gas sono in generale più economiche degli impianti a vapore. Una rappresentazione grafica di quanto detto è riportata in Fig. 1.14.

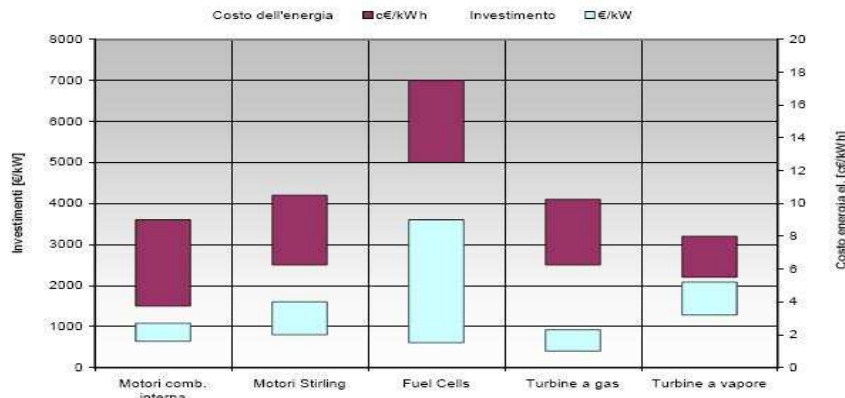


Figura 1.14: Costo d'investimento al variare della potenza termica dei differenti motori in assetto cogenerativo

Come già accennato brevemente in precedenza, la temperatura richiesta dall'utenza termica è un limite per la scelta della tecnologia da adottare nella realizzazione di un impianto di cogenerazione. Riducendo la taglia della macchina, la regione di temperature di funzionamento tende a sovrapporsi con quella caratteristica dei motori a combustione interna che si mantiene al di sotto dei 300 °C. In questa zona quindi la scelta del sistema deve essere effettuata considerando ulteriori fattori. I cicli a vapore ed i cicli combinati gas-vapore giacciono nella zona di temperature più bassa, tipicamente inferiore ai 150 °C in quanto l'aumento della temperatura richiesta dall'utenza termica implica di effettuare lo spillamento dalla turbina a vapore a pressioni più elevate con conseguente decadimento della potenza elettrica generata dalla macchine e di conseguenza dell'efficienza del sistema. Un andamento dei campi di impiego distinti in termini di rendimento in funzione della temperatura alla quale è richiesto il calore sono riportati in Fig. 1.15.

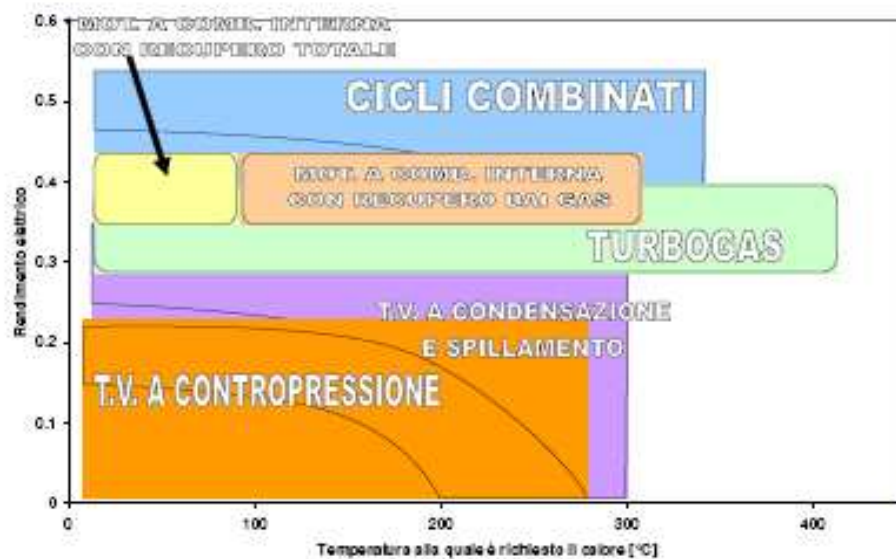


Figura 1.15: Rendimento elettrico al variare della temperatura alla quale è richiesto il calore dei differenti motori in assetto cogenerativo

Altri fattori estremamente importanti sono l'affidabilità e la manutenibilità, le quali sono strettamente collegate alle potenzialità di funzionamento del sistema. Tipicamente i sistemi basati sull'utilizzo di turbine sono più affidabili grazie all'assenza di componenti in moto alternativo, mentre quelli basati sull'utilizzo di motori a combustione interna, specialmente se derivati da modelli per trazione stradale, consentono una più agevole manutenzione ed è più facile reperire i componenti di ricambio necessari data l'elevata diffusione.

La Tabella 1.1 consente di avere un quadro generale sulle principali caratteristiche e sui costi tipici di ognuna delle tipologie di impianti di cogenerazione.

Tabella 1.1: Principali caratteristiche delle tipologie di impianti di cogenerazione (Elaborazione GSE).

Tipologie di impianti di cogenerazione	Turbina a gas	Turbina a vapore	Ciclo combinato	Motore a combustione interna	Motore Stirling	Celle a combustibile
Totale efficienza (%)	70-75	80	70- 90	70- 80	63- 86	65- 80
Ciclo di vita (anni)	15-20	20- 35	15-25	10-20	10-20	>5
Carico minimo (%)	75	20	75	50	30	Nessun limite
Disponibilità (%)	90-98	99	90-98	92-97	92-97	>95
Costo installazione (€/ KWhe)	600-800	700-900	600-800	700-1400	2400	>2500
Costo servizio (€/ MWh)	2-7	3	2-6	6-12	1-4	2-12
NOx (Kg/ MWh)	0.2-2	0.9	0.2- 2	1-14	<0.01	<0.01
Temp. Utilizzabile (° C)	450-800	-	450-800	300-600	100-150	250-550
Utilizzo del calore	Acqua, vapore	Vapore	Acqua, vapore	Acqua, vapore	Acqua, vapore	Acqua, vapore
Combustibile	Gas	Tutti	Gas, liquidi	Gas, olio, diesel	Tutti	Gas

Bibliografia

- [1].Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n. 79- di attuazione della Direttiva 96/92/CE recante norme comuni per il mercato interno dell'energia elettrica.
- [2].GSE – Guida al riconoscimento della cogenerazione, Decreto Legislativo 8 febbraio 2007 n. 20 ,Delibera dell'Autorità per l'energia elettrica ed il gas n. 42/02, Edizione n°1 2008.
- [3].G. Dell'Olio, GSE Direzione Operativa – La cogenerazione in Italia e in Europa: politica, regole e mercato, 2008.
- [4].Gilijamse W, Boonstra ME. Energy efficiency in new houses: heat demand reduction versus cogeneration. Energy Buildings 1995;23:49–62.
- [5].Small-scale cogeneration, why? In which case? A guide for decision makers. European Commission, Directorate General for Energy DGXVII; July; 1999.

2 IL QUADRO NORMATIVO

La cogenerazione è, allo stato attuale, una delle tecnologie più efficienti per un uso razionale dell'energia; essa permette, infatti, di produrre contemporaneamente energia elettrica e calore sfruttando in maniera ottimale l'energia primaria contenuta nel combustibile.

In virtù di questa peculiarità, il Parlamento Europeo ha riconosciuto l'importanza della cogenerazione ai fini del raggiungimento degli obiettivi del protocollo di Kyoto, includendo tra le priorità proprio la definizione di normative volte a favorire la diffusione progressiva di un'efficace produzione combinata di energia elettrica e calore.

La Comunicazione della Commissione al Consiglio e al Parlamento europeo dell'ottobre 1997 (*"A Community Strategy to Promote Combined Heat and Power (CHP) and to Dismantle Barriers to Its Development. Communication from the Commission to the Council, the European Parliament, the Economic and Social Committee and the Committee of the Regions. COM (97) 514 final, 15.10.1997"*) [1] ha dichiarato: "La cogenerazione è una delle tecnologie che può offrire un significativo contributo al problema dell'efficienza energetica nell'Unione europea a breve o medio termine e può dare un contributo positivo alle politiche ambientali della UE."

L'esperienza ha tuttavia dimostrato che la penetrazione della cogenerazione ha avuto esiti molto diversi nei vari Paesi europei, anche nel caso in cui non esistano differenze significative nel clima e nelle strutture urbane. La spiegazione principale è da ricercare nel potere relativo delle istituzioni dei singoli Paesi.

Un fattore discriminante fondamentale per lo sviluppo della cogenerazione, dunque, è costituito dal ruolo del governo locale, nonché dall'interesse locale nei confronti del settore della fornitura di energia elettrica e di altre utilities. In alcuni Paesi il governo locale è, direttamente o indirettamente, il proprietario di tali utilities, oppure ha un'influenza determinante sulla pianificazione territoriale e sullo sviluppo urbano/regionale.

L'intenzione primaria delle direttive dell'UE relativamente a gas ed energia elettrica (96/92/EC e 98/30/EC) è stata quella di rendere i mercati dell'energia elettrica e del gas naturale parte del mercato interno, con l'obiettivo generale di aumentare la disponibilità di energia elettrica e gas a prezzi più competitivi a vantaggio dei consumatori finali.

Alcuni degli strumenti tradizionali che sono stati utilizzati dalle amministrazioni locali per lo sviluppo di questi sistemi non sono ben conformi all'attuale sviluppo dei mercati liberalizzati. La scelta del fornitore da parte dei clienti è dunque elemento fondamentale della liberalizzazione dei mercati dell'energia.

Il panorama energetico italiano, caratterizzato da trent'anni di monopolio Enel, comincia ad orientarsi, all'inizio degli anni '90, verso nuove politiche, volte ad avviare il processo di libera concorrenza e a rendere meno difficoltoso l'ingresso dei soggetti privati nella produzione elettrica.

Gli interventi che hanno favorito il processo di privatizzazione dell'Enel, e che hanno portato alla liberalizzazione della produzione elettrica da fonti rinnovabili, possono essere riassunti in tre categorie:

- liberalizzazione del mercato elettrico, avviata a livello europeo con la direttiva 91/96/CE e introdotta nel nostro paese con il decreto legislativo 16 marzo 1999, n.79 [2];
- intervento di investitori privati nel settore della generazione elettrica, come conseguenza della situazione di cronico deficit nella capacità di produzione elettrica italiana;
- promozione degli investimenti nel settore delle energie rinnovabili.

In tali ambiti si muovono due attori principali: GSE S.p.A. (Gestore Servizi Elettrici) e AEEG (Autorità per l'energia elettrica e il gas).

GSE S.p.A. opera per la promozione dello sviluppo sostenibile, attraverso l'erogazione di incentivi economici destinati alla produzione energetica da fonti rinnovabili e tramite azioni informative volte a diffondere la cultura dell'uso di energia compatibile con le esigenze dell'ambiente; le sue attività principali consistono nel garantire agli operatori il sostegno economico che le normative nazionali assicurano per lo sfruttamento delle fonti energetiche rinnovabili.

L' AEEG è, invece, un'autorità indipendente, istituita con la legge del 14 novembre 1995, n. 481, ed ha funzioni di regolazione e di controllo dei settori dell'energia elettrica e del gas. L'Autorità ha il compito di perseguire le finalità indicate dalla legge n. 481 del 1995 con cui si vuole *“garantire la promozione della concorrenza e dell'efficienza”* nei settori dell'energia elettrica e del gas, nonché *“assicurare adeguati livelli di qualità”* dei servizi.

2.1 DEFINIZIONE DI COGENERAZIONE SECONDO LA NORMATIVA

2.1.1 A livello Comunitario: La direttiva 11 febbraio 2004 del Parlamento e del Consiglio Europeo, n. 2004/8/CE

La direttiva dell'11 febbraio/2004 del Parlamento e del Consiglio europeo, n. 2004/8/CE [3], ha l'obiettivo di accrescere l'efficienza energetica e di migliorare la sicurezza dell'approvvigionamento energetico attraverso la creazione di un quadro per la promozione e lo sviluppo, nel mercato interno, della cosiddetta cogenerazione ad alto rendimento, basata sulla domanda di calore utile e sul risparmio di energia primaria, tenendo conto delle specifiche situazioni nazionali.

È pertanto fondamentale individuare, per prima cosa, cosa si intende per "calore utile", dal momento che la direttiva è basata proprio su tale concetto. "Calore utile", secondo la direttiva, è il calore prodotto in un processo di cogenerazione per soddisfare una domanda economicamente giustificabile, cioè una domanda non superiore al fabbisogno di calore e che sarebbe altrimenti soddisfatta, a condizioni di mercato, mediante processi di generazione di energia diversi dalla cogenerazione.

Il recente Libro Verde sull'Efficienza Energetica (2005) evidenzia come la cogenerazione offra un considerevole potenziale di incremento dell'efficienza energetica. A questo scopo gli Stati Membri devono dare attuazione alla direttiva 2004/8/CE, che promuove l'uso della cogenerazione ad elevata efficienza a partire dal febbraio 2006. Tale direttiva, infatti, riconosce la cogenerazione come una valida soluzione per la riduzione dei consumi di energia primaria e delle emissioni di CO₂, nonché come una possibilità razionale per soddisfare i futuri bisogni energetici europei.

Nell'Allegato III della stessa direttiva vengono indicati i criteri che caratterizzano la cogenerazione ad alto rendimento: nel caso in cui si tratti di unità di piccola cogenerazione (capacità installata inferiore a 1 MWe) e di micro-cogenerazione (capacità massima inferiore ai 50 kWe), è sufficiente che tali sistemi forniscano un risparmio di energia primaria rispetto alla produzione separata; negli altri casi è necessario che il sistema cogenerativo garantisca un risparmio di energia primaria pari almeno al 10% rispetto ai valori di riferimento per la produzione separata di elettricità e calore.

Il risparmio di energia primaria può essere calcolato secondo una formula specificata nello

stesso allegato, in cui sono presenti alcuni indici di prestazione del sistema cogenerativo in esame ed indici di riferimento relativi alla produzione separata di elettricità e calore. La formula per il calcolo di PES (Primary Energy Saving), ha l'espressione:

$$PES_{\%} = \left(1 - \frac{1}{\frac{CHP H_{\eta}}{Ref H_{\eta}} + \frac{CHP E_{\eta}}{Ref E_{\eta}}} \right) * 100 \geq PES_{\%}^{\min} \quad (2.1)$$

dove:

- $PES_{\%}$ è il risparmio di energia primaria;
- $CHP H_{\eta}$ è il rendimento termico della produzione mediante cogenerazione, definito come la quantità annua di calore utile divisa per l'energia contenuta nell'intero combustibile di alimentazione, impiegato per produrre sia il calore utile che l'energia elettrica da cogenerazione;
- $Ref H_{\eta}$ è il valore di rendimento termico di riferimento per la produzione separata di calore;
- $CHP E_{\eta}$ è il rendimento elettrico della produzione mediante cogenerazione, definito come energia elettrica annua da cogenerazione divisa per l'energia contenuta nell'intero combustibile di alimentazione, impiegato per produrre sia il calore utile che l'energia elettrica da cogenerazione;
- $Ref E_{\eta}$ è il valore di rendimento elettrico di riferimento per la produzione separata di energia elettrica.

Ciascun Paese Membro inserirà i propri indici di riferimento per i valori di $Ref H_{\eta}$ e $Ref E_{\eta}$ in relazione alle caratteristiche medie degli impianti presenti sul territorio nazionale. Anche gli impianti di cogenerazione già esistenti partecipano al raggiungimento degli obiettivi energetici menzionati; ad essi si richiedono prestazioni inferiori e devono garantire un risparmio di energia primaria pari ad almeno il 10%.

Nella direttiva si raccomandano, inoltre, alcuni criteri da adottare a livello nazionale per la promozione della cogenerazione; tra questi si evidenziano:

- l'accesso alla rete elettrica per l'acquisto di elettricità supplementare con norme e tariffe stabilite secondo criteri obiettivi, trasparenti e non discriminatori;
- lo stabile contesto economico ed amministrativo, in modo tale da non scoraggiare gli investimenti;

- l'introduzione della garanzia di origine dell'elettricità da cogenerazione ad alto rendimento, in modo da aumentare la trasparenza a favore del consumatore nella scelta tra elettricità da cogenerazione ad alto rendimento e quella prodotta diversamente; ciascuno stato membro è, inoltre, invitato a svolgere un'analisi del potenziale nazionale per l'attuazione della cogenerazione ad alto rendimento, compresa la micro cogenerazione.

2.1.2 L'inquadramento istituzionale della cogenerazione in Italia

Nell'Allegato A alla delibera n. 160/06 [4] erano state fornite le definizioni di generazione distribuita e di microgenerazione:

- Generazione distribuita (GD): è l'insieme degli impianti di generazione con potenza nominale inferiore a 10 MVA.
- Microgenerazione (MG): è l'insieme degli impianti per la produzione di energia elettrica, anche in assetto cogenerativo, con capacità di generazione non superiore a 1 MW (è quindi un sottoinsieme della GD).

Il decreto legislativo n. 20/07 [5], all'articolo 2, comma 1, definisce:

- unità di piccola cogenerazione è un'unità di cogenerazione con una capacità di generazione installata inferiore a 1 MWe;
- unità di microcogenerazione è un'unità di cogenerazione con una capacità di generazione massima inferiore a 50 kWe.

Le suddette definizioni presentano un profilo di incoerenza per quanto concerne la piccola generazione e, in particolare, relativamente alla ricomprensione o meno nella definizione di piccola generazione degli impianti cogenerativi con potenza nominale pari a 1 MWe.

Il quadro legislativo italiano (in vigore da aprile 2009), in materia di cogenerazione, prende forma dai decreti legislativi di liberalizzazione del settore elettrico e del gas (decreto legislativo n. 79 del 16 marzo 1999, decreto legislativo n. 164 del 23 maggio 2000).

Tali decreti prevedono una serie di benefici per gli impianti cogenerativi che rispettano, in termini di produzione termica e risparmio di combustibile, le condizioni definite dall'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas, con le delibere n. 42/02 del 19 marzo 2002, n. 296/05 del 29 dicembre 2005, n. 07/07 del 6 dicembre 2007 e, infine, con la delibera n. ARG/ELT 145/08 del 2 ottobre 2008.

La delibera AEEG del 19 marzo 2002, n. 42/02 definisce la cogenerazione come “*un processo*

integrato di produzione combinata di energia elettrica o meccanica, e di energia termica, entrambe intese come energie utili, realizzato dalla sezione di un impianto di produzione combinata di energia elettrica e calore, che, a partire da una qualsivoglia combinazione di fonti primarie di energia, e con riferimento a ciascun anno solare, soddisfa entrambe le condizioni concernenti il risparmio di energia primaria e il limite termico”.

Tale decreto introduce anche il concetto di “*Garanzia di origine*” (*GOC*) dell’elettricità prodotta da cogenerazione ad alto rendimento: si tratta di un documento, rilasciato su richiesta del produttore al GSE attraverso un’apposita procedura, per produzioni annue superiori a 25 MWhe, che accompagna l’energia elettrica prodotta da un sistema cogenerativo ad alto rendimento. La *GOC* attesta: l’ubicazione dell’impianto, la tecnologia, il combustibile e il suo PCI, la quantità di combustibile utilizzata e l’elettricità da cogenerazione prodotta mensilmente, l’uso del calore cogenerato e il risparmio di energia primaria

La delibera 42/02 [6] impone ad un impianto cogenerativo di produrre almeno una quantità minima di calore e di conseguire un risparmio di energia primaria. Tali condizioni sono espresse tramite gli indici Indice di Risparmio Energetico (IRE) e Limite Termico (LT).

L’indice IRE esprime il risparmio percentuale di energia primaria conseguito da una sezione di cogenerazione rispetto alla produzione separata delle medesime quantità di energia elettrica e termica durante un anno solare. Il risparmio è valutato rispetto a due ipotetici impianti, entrambi “sostituiti” dalla sezione in esame: l’uno è in grado di produrre esclusivamente energia elettrica, l’altro soltanto energia termica. Il combustibile totale che tali due impianti avrebbero consumato è confrontato, a parità di produzione, con quello effettivamente utilizzato nell’impianto in esame. L’IRE tiene conto, tra l’altro, dell’eventuale risparmio che l’impianto realizza evitando, in tutto o in parte, le perdite dovute alla trasformazione ed al trasporto dell’energia elettrica prodotta per mezzo di un coefficiente p che dipende dalla tensione di connessione alla rete elettrica pubblica.

Un nuovo impianto di cogenerazione può essere qualificato come tale solo se l’IRE è superiore al 10%; come per il PES i valori di riferimento dei rendimenti di impianti di generazione separata sono forniti dall’AEEG in apposite tabelle, anche in funzione del combustibile impiegato.

L’espressione per la valutazione dell’IRE è la seguente:

$$IRE = \left(1 - \frac{E_c}{\frac{E_e}{\eta_{es} \times p} + \frac{H_{civ}}{\eta_{ts,civ}} + \frac{H_{ind}}{\eta_{ts,ind}}} \right) \geq IRE_{\min} \quad (2.2)$$

dove:

- **E_c**, *energia primaria dei combustibili utilizzati da una sezione di produzione combinata di energia elettrica e calore*, è il contenuto energetico dei combustibili utilizzati, pari al prodotto del peso o del volume di ciascun tipo di combustibile utilizzato nel corso dell'anno solare per il rispettivo potere calorifico inferiore. Nel caso di sezioni a ciclo combinato con post-combustione, l'energia primaria del combustibile utilizzato comprende anche il contenuto energetico del combustibile che alimenta il post-combustore. Nel caso di sezioni alimentate da gas di sintesi, l'energia primaria del combustibile utilizzato comprende il contenuto energetico di tutti i combustibili utilizzati, inclusi quelli che alimentano un eventuale sistema di gassificazione;

- **E_e**, *produzione di energia elettrica netta* di una sezione di produzione combinata di energia elettrica e calore, è la quantità di energia elettrica lorda prodotta dalla sezione nell'anno solare, diminuita dell'energia elettrica destinata ai servizi ausiliari della sezione e delle perdite nei trasformatori principali. I servizi ausiliari includono i servizi posti sui circuiti che presiedono alla produzione di energia elettrica e di calore, inclusi quelli di un eventuale sistema di gassificazione, ed escludono i servizi ausiliari relativi alla rete di trasporto e distribuzione del calore, come le pompe di circolazione dell'acqua calda. Nel caso in cui i servizi ausiliari siano in comune tra più sezioni, i loro consumi sono da attribuire ad ogni sezione in misura proporzionale alla rispettiva quota parte di produzione di energia elettrica lorda. Nel caso di produzione combinata di energia meccanica e calore, l'energia meccanica viene moltiplicata per un fattore pari a 1,05 per convertirla in una quantità equivalente di energia elettrica netta;

- **η_{es}**, *rendimento elettrico netto medio annuo* di un impianto destinato alla sola produzione di energia elettrica, è il rapporto tra la produzione annua netta di energia elettrica e l'energia primaria del combustibile immessa annualmente nell'impianto, entrambe riferite all'anno solare. Tale parametro di riferimento è stato oggetto di dibattito in quanto un sistema cogenerativo può essere assunto come:

- una nuova capacità installata che si sostituisce alla produzione separata tramite sistemi convenzionali già operanti, per cui η_{es} deve essere il rendimento di produzione medio degli impianti già operanti ($\eta_{centrale}$ vale 0.40 per l'Italia);
 - una nuova capacità installata che rappresenta un'alternativa all'installazione di nuove unità di produzione separata, per cui η_{es} deve essere riferito alle *Best Available Technologies* ($\eta_{centrale}$ vale 0.55 per i moderni cicli combinati).
- η_{ts} , *rendimento termico netto medio annuo* di un impianto destinato alla sola produzione di energia termica, è il rapporto tra la produzione annua netta di energia termica e l'energia primaria del combustibile immessa annualmente nell'impianto, entrambe riferite all'anno solare. Per il parametro $\eta_{ts,civ}$ si assume un valore pari a 0,8 e per il parametro $\eta_{ts,ind}$ un valore pari a 0,9;
- **H**, *produzione di energia termica utile* di una sezione di produzione combinata di energia elettrica e calore, è la quantità di energia termica utile prodotta dalla sezione nell'anno solare effettivamente ed utilmente utilizzata a scopi civili o industriali, pari alla differenza tra il contenuto entalpico del fluido vettore in uscita ed in ingresso, misurato alla sezione di separazione tra la sezione di produzione e la rete di distribuzione del calore, al netto dell'energia termica eventualmente dissipata in situazioni transitorie o di emergenza (scarichi di calore). H è somma delle due componenti H_{civ} e H_{ind} definite come:
- H_{civ} , energia termica utile per usi civili, è la parte di produzione di energia termica utile di una sezione di produzione combinata di energia elettrica e calore destinata alle utilizzazioni di tipo civile a fini di climatizzazione, riscaldamento, raffrescamento, raffreddamento, condizionamento di ambienti residenziali, commerciali e industriali e per uso igienico-sanitario, con esclusione delle utilizzazioni in processi industriali;
 - H_{ind} , energia termica utile per usi industriali è la parte di produzione di energia termica utile di una sezione di produzione combinata di energia elettrica e calore destinata ad utilizzazioni diverse da quelle previste per H_{civ} ;
- **p** è un coefficiente che rappresenta le minori perdite di trasporto e di trasformazione dell'energia elettrica che gli impianti cogenerativi comportano quando autoconsumano l'energia elettrica autoprodotta, evitando le perdite associate al trasporto di energia elettrica fino al livello di tensione cui gli impianti stessi sono allacciati o quando immettono energia elettrica nelle reti di bassa o media tensione, evitando le perdite sulle reti, rispettivamente, di

media e alta tensione. In Fig. 2.1 è indicato il valore di p al variare del rapporto tra potenza immessa in rete ed energia elettrica totale prodotta.

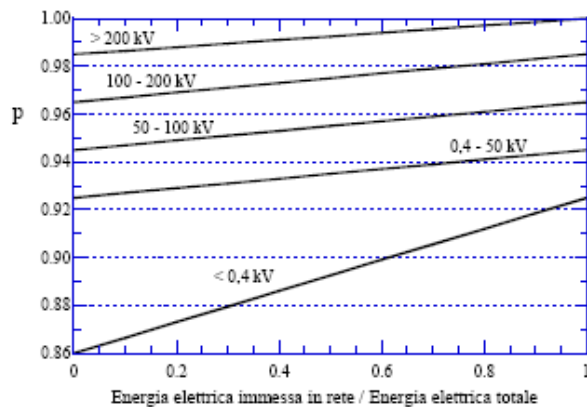


Figura 2.1: Valore di p al variare del rapporto tra potenza immessa in rete ed energia elettrica totale prodotta

Il valore dell'indice IRE_{min} , dipendente dalla tipologia d'impianto è indicato in tabella 2.1

Tabella 2.1: Valore dell'indice IRE_{min} , dipendente dalla tipologia d'impianto

	Impianti di nuova costruzione	Impianti esistenti	Rifacimenti
IRE_{min}	0,10	0,05	0,08

L'indice LT

$$LT = \left(\frac{H_{civ} + H_{ind}}{E_e + H_{civ} + H_{ind}} \right) \geq LT_{min} \quad (2.3)$$

ha invece l'obiettivo di garantire un significativo recupero termico degli impianti di cogenerazione, evitando soluzioni prive di una effettiva produzione combinata di energia elettrica e calore o troppo sbilanciate sulla produzione di energia elettrica, come accaduto in passato.

La delibera n. 42/02 ha pertanto individuato un limite inferiore (LT_{min}) al parametro LT, che è definito come rapporto tra l'energia termica utile H e l'effetto utile complessivamente generato, pari dunque alla somma dell'energia elettrica netta e dell'energia termica utile ($E_e + H$).

I valori limite dell'*IRE* e del *LT*, così come i rendimenti elettrici e termici di riferimento, vengono definiti dalla stessa delibera 42/02, aggiornata sulla base di quanto riportato nelle delibere 296/05 e 307/07, che definiscono i parametri di riferimento in vigore fino al 31 dicembre 2009.

In particolare, come risulta dalla tabella 2.2 sotto riportata, i valori del *LT* sono espressi in funzione della taglia dell'impianto, del tipo di combustibile utilizzato, e, nel caso dell'energia termica, anche in funzione dell'impiego civile o industriale del calore.

Tabella 2.2: Valore del LT in funzione della taglia dell'impianto e del tipo di combustibile utilizzato

Valori del LT	<10 MWe	Tra 10 e 25 MWe	>25 MWe
Impianti a gas, gpl, gasolio	0,33	0,22	0,15
Tutti gli altri impianti	0,15		

2.1.3 La normativa attualmente in vigore

Il 4 agosto 2011, il Ministro dello Sviluppo Economico Paolo Romani, in accordo con il Ministro dell'Ambiente Stefania Prestigiacomo, ha firmato il decreto ministeriale che stabilisce i nuovi criteri per il riconoscimento della condizione di alto rendimento per gli impianti di cogenerazione.

Con il decreto, che allinea le regole CAR a quanto disposto dalla Direttiva 2004/8/CE e dal decreto legislativo n. 20 del 2007, si compie un importante passo verso la definizione del quadro normativo per la promozione della cogenerazione.

Tali nuove regole, che sarebbero dovute entrare in vigore dal 1 gennaio 2011, impongono ad un impianto cogenerativo, in analogia con quanto previsto nella delibera 42/02, di conseguire innanzitutto un risparmio di energia primaria rispetto alla produzione separata.

L'indice utilizzato per valutare tale risparmio, determinato in conformità al metodo definito dalla disciplina europea, è il *Primary Energy Saving* ($PES_{\%}$) definito:

$$PES_{\%} = \left(1 - \frac{1}{\frac{CHP H_{\eta}}{Ref H_{\eta}} + \frac{CHP E_{\eta}}{Ref E_{\eta}}} \right) * 100 \geq PES_{\%}^{\min} \quad (2.4)$$

Ai fini di tale decreto la cogenerazione ad alto rendimento deve rispondere a due criteri:

- la produzione mediante cogenerazione delle unità di cogenerazione fornisce un risparmio di energia primaria pari almeno al 10%;
- la produzione mediante cogenerazione delle unità di cogenerazione e di micro-cogenerazione, che forniscono un risparmio di energia primaria, è assimilata alla cogenerazione ad alto rendimento.

In tale decreto vengono poi presentate importanti novità rispetto a quanto previsto nella delibera 42/02.

Tabella 2.3: Valori del rendimento elettrico di riferimento $Ref E_{\eta}$ al variare del tipo di combustibile utilizzato

Tipo di combustibile	$Ref E_{\eta}$
SOLIDO	
Carbone fossile/coke	0,442
Lignite/mattonelle di lignite	0,418
Torba/mattonelle di torba	0,390
Combustibili a base di legno	0,330
Biomasse di origine agricola	0,250
Rifiuti (urbani) biodegradabili	0,250
Rifiuti (urbani e industriali) non rinnovabili	0,250
Scisti bituminosi	0,390
LIQUIDO	
Petrolio (gasolio + olio combustibile residuo), GPL	0,442
Biocarburanti	0,442
Rifiuti biodegradabili	0,250
Rifiuti non rinnovabili	0,250
GASSOSO	
Gas naturale	0,525
Gas di raffineria/idrogeno	0,442
Biogas	0,420
Gas di cokeria, gas di altoforno, altri rifiuti gassosi, calore residuo recuperato	0,350

Innanzitutto il rendimento elettrico di riferimento della produzione separata $Ref E_{\eta}$ non viene più differenziato in base alla taglia dell'impianto, ma solo in funzione del combustibile: la tabella 2.3 riporta i valori adottati per gli impianti di nuova costruzione con in evidenza i dati dei combustibili più comuni.

I valori di tabella sono desunti dalla decisione 2007/74/CE, e sono da riferirsi agli Stati membri che hanno temperature medie annuali di 15 °C; per gli Stati, ed a livello nazionale per le regioni con temperature medie più alte, occorre operare una riduzione pari a 0,1 punti percentuali per ogni grado al di sopra dei 15°C

Viceversa per gli Stati con temperature medie al di sotto dei 15°C occorre aumentare il rendimento elettrico di riferimento di 0,1 punti percentuali per ogni grado al di sopra dei 15 °C ed in particolare vengono elencate in tabella 2.4:

Tabella 2.4: Fattore di correzione del rendimento elettrico $Ref E_{\eta}$ in funzione della temperatura media del sito

Zona climatica	Temperatura media(°C)	Fattore di correzione in punti percentuali
Zona A: Valle'd'Aosta, Trentino Alto Adige, Piemonte, Friuli Venezia Giulia, Lombardia, Veneto, Abruzzo, Emilia Romagna, Liguria, Umbria, Marche, Molise e Toscana.	11.315	+0.369
Zona B: Lazio, Campania, Basilicata, Puglia, Calabria, Sardegna e Sicilia	16.043	-0.104

Il fatto che sia scomparso l'effetto taglia dalla definizione della produzione separata di elettricità è un elemento penalizzante per i piccoli/medi impianti cogenerativi, i quali, con le nuove regole, si troveranno comunque a competere con i rendimenti elettrici della grande produzione; tuttavia tale scelta nasce dalla constatazione che l'alternativa alla cogenerazione è sempre, per quanto riguarda l'approvvigionamento elettrico, l'acquisto di elettricità dalla rete e quindi, di fatto, di elettricità prodotta da impianti di grossa taglia.

Infine, per quanto riguarda il rendimento di riferimento della produzione termica $Ref H_{\eta}$ il decreto prevede valori differenziati per combustibile e per utilizzo del calore (utilizzo diretto dei gas di scarico o produzione di acqua calda e/o vapore), come riportato in tabella 2.5.

Tabella 2.5: Valori del rendimento di riferimento della produzione termica Ref H_q il decreto prevede valori differenziati per combustibile e per utilizzo del calore

Tipo di combustibile	Acqua calda e vapore	Uso diretto dei gas di scarico
SOLIDO		
Carbone fossile/coke 0,442	0,88	0,80
Lignite/mattonelle di lignite	0,86	0,78
Torba/mattonelle di torba	0,86	0,78
Combustibili a base di legno	0,86	0,78
Biomasse di origine agricola	0,86	0,78
Rifiuti (urbani) biodegradabili	0,80	0,72
Rifiuti (urbani e industriali) non rinnovabili	0,80	0,72
Scisti bituminosi	0,86	0,78
LIQUIDO		
Petrolio (gasolio + olio combustibile residuo), GPL	0,89	0,81
Biocarburanti	0,89	0,81
Rifiuti biodegradabili	0,80	0,72
Rifiuti non rinnovabili	0,80	0,72
GASSOSO		
Gas naturale	0,90	0,82
Gas di raffineria/idrogeno	0,89	0,81
Biogas	0,70	0,62
Gas di cokeria, gas di altoforno, altri rifiuti gassosi, calore residuo recuperato	0,80	0,72

2.2 I SISTEMI DI INCENTIVAZIONE

L'Europa alla fine del 2008 ha approvato il pacchetto clima-energia con obiettivo 2020, contenente sei proposte legislative in tema di fonti rinnovabili, efficienza energetica e riduzione delle emissioni.

Sul fronte della promozione e dell'ulteriore sviluppo delle fonti rinnovabili, è stata successivamente approvata la Direttiva europea 2009/28/CE [7] che fissa degli obiettivi obbligatori della quota di energia da fonti rinnovabili sul consumo finale lordo e nei trasporti.

L'obiettivo minimo di energia da fonti rinnovabili sul consumo finale lordo di energia di ciascuno Stato membro è coerente con l'obiettivo generale del 20% rispetto al consumo finale

loro di energia della Comunità nel 2020. Per l'Italia l'obiettivo al 2020 è stato fissato pari al 17%, considerando che al 2005 detto rapporto era pari al 5,2%.

Per il conseguimento degli obiettivi, gli Stati membri possono ricorrere sia ai regimi di sostegno (*feed-in tariff*, meccanismi di mercato etc.), sia a misure di cooperazione tra Stati membri e paesi terzi.

Le garanzie di origine (GO) non hanno alcuna funzione in termini di conseguimento degli obiettivi, ma gli Stati membri devono garantirne il rilascio, su richiesta del produttore di elettricità da fonti rinnovabili, ai fini del *mix disclosure*, per consentire cioè di dimostrare ai clienti finali che l'energia venduta provenga effettivamente da fonti rinnovabili.

Attualmente, in Europa sono in vigore diversi schemi di incentivazione della produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili. Alcuni Stati membri (tra cui Francia, Germania e Spagna) hanno optato per l'introduzione del cosiddetto *feed-in-tariff* (FIT), attraverso il quale si riconosce una tariffa incentivata ai produttori da fonte rinnovabile, diversificata per tipologia utilizzata, mentre altri (tra cui Italia, UK, Belgio, Polonia, Romania, Scandinavia) hanno preferito l'introduzione di un meccanismo di mercato basato sui certificati verdi. Meccanismi di FIT *ad hoc* sono stati previsti in alcuni paesi (Italia, Spagna, Germania tra i principali) per l'incentivazione della produzione di energia elettrica attraverso i pannelli solari, tecnologia ancora nettamente più costosa delle altre e che necessita di un'adeguata incentivazione per poter avere una giustificazione economica.

Sul fronte infine del risparmio energetico, gli Stati membri si sono impegnati a raggiungere un obiettivo di riduzione dei consumi di energia del 20% rispetto ai livelli stimati al 2020. Non è però ancora stata implementata alcuna direttiva che disciplini le modalità con cui gli Stati membri potranno raggiungere l'obiettivo preposto. Anche in questo ambito, alcuni paesi europei, tra cui Italia, Francia e UK, hanno introdotto politiche nazionali per incentivare iniziative volte all'incremento dell'efficienza energetica negli usi finali, anche attraverso meccanismi di mercato basati su titoli negoziabili.

In Italia esistono diversi meccanismi di incentivazione, volti a promuovere sia l'energia prodotta da fonti di energia rinnovabili (FER) sia l'efficienza energetica negli usi finali dell'energia. Tali meccanismi di incentivazione si possono distinguere in:

- meccanismi di "mercato" (quota system):

- certificati verdi (cv);
- certificati bianchi (cb);
- tariffe dell'energia immessa in rete (feed-in-tariff):
 - cip 6/92;
 - conto energia;
 - tariffa omnicomprensiva per impianti rinnovabili di piccola taglia;
 - scambio sul posto e ritiro dedicato;
- agevolazioni fiscali e finanziarie (a livello centrale e locale):
 - detrazioni fiscali;
 - fondi strutturali (mutui agevolati; contributi in conto capitale a fondo perduto etc.);
- altri:
 - priorità di dispacciamento.

2.2.1 DLgs. 79/99: il sistema dei Certificati Verdi.

A partire dal 2002, un nuovo sistema di incentivazione di mercato è stato stabilito dal d.lgs. 79/1999 [8] (liberalizzazione del mercato energetico), che all'articolo 11, commi 1, 2 e 3, nell'ottica di promozione dello sfruttamento delle fonti rinnovabili, dispone: *“Al fine di incentivare l'uso delle energie rinnovabili, il risparmio energetico, la riduzione delle emissioni di anidride carbonica e l'utilizzo delle risorse energetiche nazionali, a decorrere dall'anno 2001, gli importatori e i soggetti responsabili degli impianti che, in ciascun anno, importano o producono energia elettrica da fonti non rinnovabili hanno l'obbligo di immettere nel sistema elettrico nazionale, nell'anno successivo, una quota prodotta da impianti da fonti rinnovabili, entrati in esercizio o ripotenziati, limitatamente alla producibilità aggiuntiva, in data successiva a quella di entrata in vigore del presente decreto. (...) Gli stessi soggetti possono adempiere al suddetto obbligo anche acquistando, in tutto o in parte, l'equivalente quota o i relativi diritti da altri produttori, purché immettano l'energia da fonti rinnovabili nel sistema elettrico nazionale, o dal gestore della rete di trasmissione nazionale ...”*

Il decreto ha così istituito un mercato di “certificati verdi” al quale devono rapportarsi i produttori e gli importatori di energia da fonti convenzionali per rispettare quella quota del 2% (aumentata gradualmente fino al 3% nel 2006) dell'elettricità prodotta o importata nell'anno

precedente, dedotti gli autoconsumi di centrale. In concreto, ogni CV attesta la produzione da parte di un impianto a FER di 100 MWh di energia verde; il CV ha durata annuale.

Il soddisfacimento dell'obbligo può avvenire attraverso tre modalità:

- acquisto di CV (pari alla quota soggetta all'obbligo) che vengono attribuiti ai produttori di energia da nuovi impianti a fonte rinnovabile;
- messa in esercizio di nuovi impianti a fonte rinnovabile (ai quali verranno concessi i relativi CV);
- importazione di nuova energia rinnovabile proveniente da paesi che adottano analoghi strumenti di incentivo.

L'aspetto innovativo risiede nel fatto che l'incentivo, precedentemente stabilito dalle autorità, viene ora determinato fissando un obbligo percentuale di energia verde da produrre e lasciando variare il prezzo in funzione del mercato. Il sistema dei Certificati Verdi, si configura, almeno da un punto di vista teorico, come una modalità cost effective per promuovere lo sviluppo delle energie rinnovabili.

Esso infatti:

- abbassa il costo della generazione delle energie rinnovabili, favorendo la competizione tra i produttori;
- attrae nuovi operatori nel mercato, in presenza di un obbligo a produrre una determinata quota di energia rinnovabile nel tempo.

2.2.2 I Certificati Verdi termici e i nuovi certificati verdi.

L'intervento sulla parte di energia termica prodotta dalla cogenerazione rientra nell'ambito dell'efficienza energetica. Alla cogenerazione, infatti, viene attribuito il diritto ai Certificati Bianchi, che premiano i miglioramenti dell'efficienza energetica. La legge 23 agosto 2004, n. 239 [9], nota anche come legge Marzano, al comma 71 conferisce il Diritto ai Certificati Verdi anche sull'energia prodotta da impianti di cogenerazione abbinati al teleriscaldamento, limitatamente alla quota di energia termica effettivamente utilizzata per il teleriscaldamento.

Il Dm 24 ottobre 2005 dà attuazione al comma 71 della legge 239/2004. Esso, però, rimanda al gestore della rete il compito di predisporre (entro tre mesi) le procedure tecniche di qualificazione degli impianti. Tali procedure arriveranno tre anni più tardi.

A fronte della necessità di valutare il teleriscaldamento in termini di Certificati Verdi, il Dm

provvede (nell'allegato A) a stabilire un'equivalenza per trasformare l'energia termica prodotta nella rete di teleriscaldamento in kWh "elettrici" con diritto ai certificati. I kWh elettrici vanno calcolati moltiplicando i kWh termici per un indice variabile a seconda del tipo di impianto. La formula utilizzata è:

$$E_{cv} = H \times C \times T,$$

dove:

- E_{cv} è la quantità di MWh riconosciuta come certificato verde;
- H è l'energia termica in MWh distribuita e fatturata ad utenti (nuovi) del teleriscaldamento proveniente dal cogeneratore;
- C è pari a:
 - ciclo combinato con recupero di calore: 0,95
 - termico a vapore con turbina a contropressione o a condensazione: 0,45
 - turbina a gas con recupero di calore: 0,55
 - motore a combustione interna: 0,75
- T è uguale a 1 per nuovi impianti e reti, 0,70 per nuove reti su impianti esistenti, 0,30 per rifacimento parziale.

Il "Testo unico ambientale", entrato in vigore nell'aprile 2006, stabilisce (parte quinta, titolo 1, art. 267, comma 4, punto c) che i Certificati Verdi, derivanti dall'attività di vendita del calore tramite gli impianti di teleriscaldamento a cogenerazione, possono essere utilizzati per coprire la richiesta solo dopo la totale vendita di quelli derivanti dalla produzione d'energia elettrica da fonti rinnovabili.

Si crea quindi una priorità di vendita a favore dei Certificati Verdi derivanti dagli impianti alimentati da fonti rinnovabili. I "CV termici", invece, dovranno contendersi la quota residua con il criterio del minor prezzo di collocamento.

Dopo aspri dibattiti, la legge finanziaria 2007 abroga il comma 71. Il DLgs 8 febbraio 2007, n. 20 [10], "sana" i diritti acquisiti in materia di Certificati Verdi per quegli impianti di cogenerazione abbinati al teleriscaldamento che risultavano in fase di realizzazione al momento dell'abrogazione del comma 71.

Le Disposizioni transitorie (art. 14) attribuiscono nuovamente i diritti della legge Marzano (come vigente al 31 dicembre 2006, cioè prima dell'entrata in vigore della Finanziaria 2007) agli impianti che:

- sono entrati in esercizio entro il 31/12/06;
- sono stati autorizzati prima del 31 dicembre 2006, purché entrino in esercizio entro il 31 dicembre 2008;
- abbiano effettivamente iniziato i lavori di realizzazione prima del 31 dicembre 2006, purché entrino in esercizio entro il 31 dicembre 2008.

La legge 99/09 prorogherà di un anno le scadenze previste per gli impianti:

- entrati in esercizio entro 31 dicembre 2009;
- con lavori di realizzazione entro 31 dicembre 2009.

Il D.M. Sviluppo Economico 21 dicembre 2007 approva le procedure messe a punto dal GSE e garantisce agli impianti entrati in esercizio entro il 31 dicembre 2007 la possibilità di utilizzare i Certificati Verdi maturati (ma mai realmente ritirati, a causa della mancata qualificazione) anche per gli anni 2008 e 2009. Stabilisce, inoltre, che il diritto al rilascio dei CV per gli stessi impianti “aventi potenza elettrica superiore a 10 MW”, sia subordinato all’ottenimento dell’Emas entro due anni dalla data di entrata in esercizio ovvero entro il 7 marzo 2009 per gli impianti entrati in esercizio prima del 7 marzo 2007.

Il Dm 18 dicembre 2008 attua i provvedimenti previsti dalla Finanziaria 2008 in materia di incentivazione alle rinnovabili e richiama, tra gli impianti che hanno diritto ai Certificati Verdi, gli impianti di cogenerazione abbinata al teleriscaldamento e alimentati da fonti rinnovabili, che hanno acquisito i diritti all’ottenimento dei Certificati Verdi in applicazione del decreto ministeriale 24 30 ottobre 2005 “altre produzioni”. Si tratta comunque, anche se il decreto non lo specifica, del solo gruppo di impianti in corso di realizzazione definiti dal D. Lgs. 8 febbraio 2007. Il decreto rinnovabili detta inoltre le norme per i “Nuovi Certificati Verdi”, alle quali sono conformati gli impianti entrati in funzione dopo il 31 dicembre 2007. Questi ultimi, se di taglia superiore a 1 MW, godono dei seguenti coefficienti moltiplicativi per il calcolo di CV spettanti:

- 1,3 se alimentati da rifiuti biodegradabili e/o da biomasse generiche non di filiera;
- 1,8 se alimentati da biomasse e biogas derivante da prodotti agricoli, di allevamento e forestali, ivi inclusi i sottoprodotti, ottenuti nell’ambito di intese di filiera ... oppure filiere corte.

Sino all’emanazione del decreto attuativo sulla filiera corta, per tutte le biomasse si applica il coefficiente più basso (1,3). Soltanto in seguito all’emanazione del decreto sarà possibile

richiedere al GSE il conguaglio tra i Certificati ricevuti (coefficiente 1,3) e quelli eventualmente spettanti (coefficiente 1,8).

Il decreto rinnovabili stabilisce, tra l'altro, che gli impianti di taglia non superiore a 1 MW che hanno diritto ai nuovi certificati (ma non al coefficiente moltiplicativo) hanno il diritto di optare per la Tariffa onnicomprensiva in sostituzione dei Certificati Verdi.

L'Autorità ha definito le regole riguardanti la Tariffa onnicomprensiva con la Delibera 1/09 del gennaio 2009. Il GSE ha però dato l'avvio tecnico all'erogazione delle tariffe solo nel gennaio 2010. Le tariffe onnicomprensive, introdotte dalla Finanziaria 2008 e riprese dal decreto rinnovabili, sono state modificate dalla legge 23 luglio 2009, n. 99.

La Tariffa di riferimento dipende dalla fonte utilizzata per l'impianto di cogenerazione, e cioè:

- Gas di discarica, gas residui dai processi di depurazione (18 cent Euro /kWh);
- Biogas e biomasse, esclusi i biocombustibili liquidi (28 cent Euro /kWh).

Rispetto a quest'ultima tariffa, il GSE dovrà provvedere al conguaglio tra gli 0,22 cent Euro/kWh attualmente percepiti e gli 0,28 cent Euro/kWh spettanti.

La problematica del conguaglio deriva dalla diversa definizione delle fonti e dalle diverse tariffe previste dalla Finanziaria 2008 e dalla legge 99/09 entrata in vigore il 15 Agosto 2009. Secondo l'interpretazione data dall'Autorità, gli impianti entrati in esercizio dall'entrata in vigore della Finanziaria 2008 fino all'entrata in vigore della legge 99/09 hanno diritto alla tariffa di 0,28 cent Euro/kWh. Pertanto i produttori che hanno percepito la tariffa di 0,22 cent Euro/kWh hanno diritto al conguaglio di 0,06 cent Euro/ kWh per l'elettricità prodotta sino al 15 agosto 2009. Il GSE non ha ancora liquidato il conguaglio.

Nel 2009 sono stati emessi 15849 CV (15,8 GWh) con un prezzo medio di 85,06 €/MWh

2.2.3 D.M. 20/07/04 [11]: i certificati bianchi

Il sistema di incentivazione noto come "Certificati Bianchi" (il cui nome tecnico è "Titoli di Efficienza Energetica", TEE) è operativo dal 2005. Si tratta di un complesso meccanismo che prevede "obblighi" a carico dei distributori di energia elettrica e gas naturale, combinati con "benefici" offerti a soggetti che realizzano gli interventi di riduzione e miglioramento negli usi finali di energia.

Schematicamente:

- **Soggetti beneficiari:** ai soggetti che realizzano interventi di miglioramento dell'efficienza

energetica (certi e misurabili), viene rilasciato un ammontare di Certificati Bianchi pari al risparmio di energia realizzato;

- **Soggetti obbligati:** ai maggiori distributori di energia elettrica e gas naturale è richiesto, per legge, di ottenere il risparmio di una ben definita quota di energia. Essi possono provvedere direttamente ad effettuare interventi di efficienza energetica presso i propri clienti, ottenendo i Certificati Bianchi corrispondenti. Se ciò non accade, o accade solo parzialmente, i distributori devono allora comprare Certificati Bianchi in quantità corrispondente alla quota non ottenuta.

I soggetti che hanno diritto ai Certificati Bianchi (i beneficiari) sono, oltre ai distributori, società controllate dagli stessi distributori e altre società operanti nel settore dei servizi energetici (ESCO). È a favore di tali soggetti che il Gestore del Mercato Elettrico (GME) emette i TEE che certificano e quantificano la riduzione dei consumi di energia primaria conseguita attraverso aggiustamenti e progetti di incremento di efficienza energetica.

L'elemento innovativo di questa forma di incentivazione è costituito dal fatto che in esso si miscelano elementi regolati direttamente dalla legge (appunto il fatto che esistano degli obblighi e dei benefici regolati da specifiche norme), e aspetti che invece sono affidati al mercato (ovvero quello dei Certificati Bianchi, il cui prezzo si definisce grazie all'incontro tra domanda e offerta).

I soggetti sottoposti agli obiettivi di efficienza energetica sono:

- i distributori di energia elettrica che hanno più di 50.000 clienti allacciati alla propria rete;
- i distributori di gas naturale che hanno più di 50.000 clienti allacciati alla propria rete.

La soglia dei clienti allacciati è riferita non all'anno in corso ma al 31 dicembre di due anni prima. Fino al dicembre 2007, erano sottoposti alle obbligazioni solo i distributori con più di 100.000 clienti. Poiché tuttavia il meccanismo, operativo dal 2005, stava ottenendo più successo di quanto ipotizzato (dunque circolavano più Certificati di quelli necessari ai grandi distributori per far fronte ai propri impegni), è stato necessario allargare la base dell'obbligo. A ciò ha provveduto il D.M. 21 dicembre 2007, in pratica in vigore dall'inizio del 2008.

Ai soggetti obbligati vengono imposte specifiche soglie di risparmio energetico sulla base di obiettivi nazionali, attualmente definiti fino al 2012. Questi vengono poi ripartiti tra i diversi distributori, obbligati proporzionalmente alla quantità di energia da essi distribuita rispetto al totale.

Entro una data disposta dall'Autorità (in genere tra la fine di settembre e gli inizi di ottobre di

ogni anno), i soggetti obbligati sono tenuti a comunicare all'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas, tramite autocertificazione:

- i volumi di gas ed elettricità distribuiti al 31 dicembre dell'anno precedente;
- il numero dei clienti allacciati al 31 dicembre dell'anno precedente.

L'Autorità può così procedere alla ripartizione e assegnare gli obiettivi specifici ad ogni distributore per l'anno successivo.

2.3 I MERCATI DELL'ENERGIA

2.3.1 Il Nuovo Mercato Dell'energia Elettrica

Il decreto legislativo 16 marzo 1999, n. 79 (decreto Bersani [8]), che recepisce la direttiva 96/92/CE, ha liberalizzato le attività di produzione, importazione, esportazione, acquisto e vendita di energia elettrica. Il decreto in particolare prevede:

- l'avvio della piena liberalizzazione delle attività di produzione dell'energia elettrica, fornendo le linee guida del regime autorizzatorio per la costruzione e l'esercizio degli impianti;
- l'obbligo alle imprese distributrici di connettere alle proprie reti tutti i soggetti che ne facciano richiesta, prevedendo inoltre il rilascio di una sola concessione di distribuzione per ciascun ambito comunale;
- la liberalizzazione delle attività di importazione ed esportazione dell'energia elettrica;
- misure per la promozione delle energie rinnovabili, del risparmio energetico, della riduzione delle emissioni di anidride carbonica ed incentivi all'utilizzo delle risorse energetiche nazionali. Viene stabilito, inoltre, a carico degli importatori e dei produttori che concorrono all'offerta di energia per più di 100 GWh su base annua, l'obbligo di immettere nella rete una quota dell'energia prodotta da fonti rinnovabili pari ad un valore minimo dell'intera energia prodotta o importata, o di acquistare una quota equivalente da altri produttori o dall'operatore di mercato. La quota minima è inizialmente stabilita nel 2% della produzione e con il D.lgs 387/03 viene progressivamente incrementata.

Il nuovo quadro normativo ha identificato i seguenti soggetti di riferimento per il mercato elettrico:

- **Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas (AEEG)**: istituita ai sensi della legge n. 481/95, è

una struttura indipendente incaricata di produrre e gestire le regole per tutto il settore dell'energia secondo gli indirizzi previsti dalle leggi. L'Autorità, in particolare, regola la struttura delle tariffe di fornitura ai clienti vincolati, nonché la tariffa di vettoramento nei contratti bilaterali.

- **Gestore della Rete di Trasmissione Nazionale (GRTN)**: si tratta della società per azioni alla quale, ai sensi dell'art. 3 del D.lgs. n.79/99, sono attribuite le funzioni amministrative relative alla trasmissione, al dispacciamento e alla gestione unificata della rete di trasmissione nazionale, al fine di garantire la sicurezza, l'affidabilità, l'efficienza e il minor costo del servizio. Il GRTN assicura la libertà di accesso al servizio di trasmissione, garantisce la sicurezza e delibera gli interventi di manutenzione e sviluppo della rete elettrica. Il GRTN, inoltre, amministra il dispacciamento (autorizzazione alle centrali di immettere energia elettrica in rete) in funzione della continuità dell'approvvigionamento elettrico per assicurare la copertura alla domanda elettrica dei consumatori.

- **Gestore del Mercato Elettrico (GME)**: è la società per azioni alla quale è affidata, ai sensi dell'art. 5 del D.lgs. n.79/99, la gestione economica del mercato elettrico. Il GME organizza e gestisce il mercato secondo criteri di neutralità, trasparenza e obiettività.

- **Acquirente Unico (AU)**: la società per azioni che, ai sensi dell'art. 4 del D.lgs. n.79/99, stipula e gestisce contratti di fornitura, al fine di garantire ai clienti vincolati la disponibilità della capacità produttiva e la fornitura di energia elettrica in condizioni di continuità, sicurezza ed efficienza del servizio, nonché di parità del trattamento, anche tariffario.

Il decreto legislativo 112/98, relativo al decentramento amministrativo, prevede inoltre che alcune funzioni della Stato in materia di energia siano trasferite alle Regioni ed agli Enti Locali. In questo contesto la Provincia è l'ente competente per il rilascio delle autorizzazioni per la costruzione e l'esercizio degli impianti di produzione di energia elettrica con potenza uguale o inferiore ai 300 MW termici. A questo si aggiungono le funzioni per il rilascio di autorizzazioni per la costruzione e l'esercizio degli impianti di produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili e da rifiuti, nonché autorizzazioni per gruppi elettrogeni.

Allo Stato sono attribuite le funzioni amministrative concernenti la costruzione e l'esercizio degli impianti di produzione di energia elettrica di potenza superiore ai 300 MW termici (ad eccezione di quelli che producono energia da fonti rinnovabili o da rifiuti).

La modifica del Titolo V della Costituzione, che introduce il principio della legislazione

concorrente, affida alle Regioni la potestà legislativa sulla produzione e distribuzione di energia, sulla base dei principi generali forniti dallo Stato.

La legge 23 agosto 2004 n. 239 (legge Marzano), in applicazione della modifica del Titolo V della Costituzione, attribuisce espressamente allo Stato:

- le funzioni di programmazione e definizione delle infrastrutture strategiche;
- la determinazione dei criteri costruttivi e delle procedure autorizzative per la costruzione e l'esercizio degli impianti di produzione superiori a 300 MW;
- la definizione dei criteri generali per le nuove concessioni di distribuzione dell'energia elettrica;
- l'unificazione della componente del GRTN preposta al dispacciamento, trasmissione e sviluppo della rete con Terna (Società detentrica della rete elettrica nazionale).

Terna è quindi diventata la Società che gestisce sulla rete elettrica nazionale, di cui è proprietaria, il trasporto ed il vettoriamento dell'energia elettrica, mentre il GRTN ha mantenuto le attività di gestione, promozione e incentivazione delle fonti rinnovabili in Italia [13].

2.3.2 Il Ritiro Dedicato e i Prezzi dell'energia elettrica

In Italia, i piccoli produttori possono accedere al regime di “*ritiro dedicato*”, ovvero per l'energia elettrica immessa in rete, al netto degli autoconsumi in sito, il GSE, unico soggetto intermediario, riconosce al produttore, per ciascuna ora, il prezzo di mercato riferito alla zona in cui è collocato l'impianto (delibera AEEG 34/05 “Modalità di ritiro dell'energia elettrica da fonti rinnovabili, assimilabili e cogenerative sostituito dalla Delibera AEEG 280/07 [12]).

Ai fini del ritiro dedicato, così come recita la delibera AEEG 280/07 “*si fa riferimento al prezzo di vendita zonale, in quanto più aderente alle condizioni economiche di mercato per la vendita e perché garantisce la continuità con l'attuale deliberazione n. 34/05, che fa riferimento ad un prezzo di vendita costituito dalla somma tra i prezzi medi mensili definiti dall'Acquirente unico e il valore medio mensile della componente a copertura dei diritti di utilizzo della capacità di trasporto (cd. componente CCT)*”.

Per cogliere il significato della riforma si ritiene utile esaminare brevemente alcuni aspetti del mercato elettrico di oggi in Italia.

Il sistema elettrico è un sistema “a rete”, in cui l'energia prelevata dai consumatori finali è

complessivamente prodotta e immessa in rete dagli impianti di generazione disseminati in tutto il territorio: la rete funziona come un sistema a vasi comunicanti, nel quale tutta l'energia viene immessa e dal quale tutta l'energia viene prelevata, senza che sia possibile stabilire da quale impianto provenga l'energia consumata in un punto di prelievo.

Il mercato dell'energia elettrica in Italia è suddiviso in 7 zone (Nord, Centro Nord, Centro, Sud, Sicilia, Sardegna e polo di Brindisi).

La segmentazione del mercato è dovuta a limiti della rete di trasmissione che prevede dei "colli di bottiglia", ovvero limiti di trasmissione tra queste zone geografiche.

Relativamente ad ogni zona, ed in riferimento ad un'ora di uno specifico giorno, la quantità complessiva di energia che viene complessivamente contrattata è il risultato di accordi presi in tre momenti. Infatti la Borsa Elettrica italiana (Italian Power Exchange – IPEX) è composta da: Mercato del Giorno Prima (MGP), Mercato di Aggiustamento e Mercato del Servizio per il Dispacciamento (MSD) ed in dettaglio:

- **Mercato del Giorno Prima (MGP)**, dove i produttori, i grossisti e i clienti finali idonei possono vendere/ acquistare energia elettrica per il giorno successivo;
- **Mercato di Aggiustamento (MA)**, dove i produttori, i grossisti e i clienti finali possono modificare i programmi di immissione/prelievo determinati su MGP: a far data dal 1/11/2009 esso è stato sostituito dalle due sessioni del cosiddetto Mercato Infragiornaliero (MI);
- **Mercato per il Servizio di Dispacciamento (MSD)**, sul quale Terna S.p.A si approvvigiona dei servizi di dispacciamento necessari alla gestione e al controllo del sistema elettrico. Si articola in una sessione ex ante finalizzata all'acquisto dei servizi di risoluzione delle congestioni e di riserva, nonché in una fase infragiornaliera di accettazione delle stesse offerte a fini di bilanciamento (MB).

L'energia che viene acquistata per un certo giorno e per una certa ora assume in Italia un preciso valore che può essere diverso da quello delle altre ore dello stesso giorno.

Il prezzo orario viene così calcolato: in ogni zona la quantità di energia che viene venduta nel MGP è valorizzata al "prezzo di equilibrio", ovvero al prezzo determinato dall'intersezione delle curve di domanda ed offerta .

La curva di offerta così ottenuta viene incrociata con la curva di domanda, per trovare l'equilibrio: a più prezzi di vendita ("bid") dichiarati corrisponde un prezzo di equilibrio risultante dall'incrocio tra domanda ed offerta.

L'intersezione delle due curve determina, oltre al prezzo di equilibrio, la quantità complessivamente scambiata, le offerte accettate ed i programmi di immissione e prelievo ottenuti come somma delle offerte riferite in una stessa ora ad una stessa zona. Il valore dell'energia così calcolato non è omogeneo. L'energia è quindi venduta a prezzi differenziati per zona. La stessa energia è poi effettivamente acquistata al "prezzo medio ponderato", ossia ad un prezzo che viene calcolato tenendo conto dei prezzi di equilibrio di tutte le zone e pesato sulla base delle quantità vendute (si parla di "prezzo unico nazionale", PUN).

Il prezzo di equilibrio tende ad essere più elevato nella zona Sud Italia e più ridotto nella zona Nord. La differenza di prezzo è imputabile alla maggiore concentrazione di centri di produzione e di fonti di approvvigionamento estere al nord. Il Nord è infatti caratterizzato da una forte produzione di energia idroelettrica e dalla vicinanza con le frontiere dei paesi fornitori.

2.3.3 Tariffe di Acquisto/Vendita dell'energia Elettrica

Nell'affrontare la convenienza economica di un impianto di cogenerazione, nell'ipotesi di accesso al sistema di ritiro dedicato, è dunque fondamentale conoscere le tariffe di acquisto/vendita dell'energia elettrica, difatti il gestore di un impianto di poligenerazione non è più un semplice utente del mercato ma ne diventa attore avendo la possibilità di accedere al mercato stesso.

Poiché la redditività dell'impianto di poligenerazione risiede nella possibilità di vendere alla rete elettrica nazionale l'energia elettrica prodotta in surplus i prezzi di acquisto/vendita dell'energia diventano fondamentali per poter determinare la taglia più idonea dell'impianto.

Con riferimento all'andamento del mercato elettrico nell'anno 2009, si osserva un prezzo unico nazionale (PUN) pari circa 58 €/MWh. Il prezzo di equilibrio zonale è oscillato dai 56 del Nord ai 78 della Sicilia, dove ha raggiunto picchi di 190 €/MWh a fronte dei 62 €/MWh della zona Nord.

Nel 2010 i prezzi di vendita rilevati sulle singole zone in cui si articola il mercato italiano hanno confermato le tendenze già emerse nella seconda parte del 2009: il sostanziale allineamento delle zone continentali, l'isolamento siciliano e la progressiva integrazione della Sardegna con il continente.

Così sulla penisola, dove le quotazioni si sono mantenute omogenee e più basse delle isole (circa 62 €/MWh), il Sud rafforza la posizione di zona più conveniente (59 €/MWh), in Sardegna le quotazioni sono tornate a scendere ai livelli del 2007 (73,51 €/MWh), beneficiando del più esteso periodo di attività della nuova interconnessione con il continente e distanziando in tal modo il prezzo della Sicilia (89,71 €/MWh).

In generale il divario nel livello e nella variabilità espressi dai prezzi tende a riflettere l'esistenza di differenze strutturali tra le zone.

Sulle isole, in particolare, la capacità di interconnessione col resto del continente, storicamente ridotta, da un lato impone di ricorrere frequentemente all'offerta interna per il soddisfacimento della domanda, dall'altro mantiene circoscritte le dimensioni del mercato locale limitandone lo sviluppo e la concorrenzialità. Questo contesto origina prezzi mediamente più elevati ed estremamente sensibili a piccole variazioni del fabbisogno.

Nel 2010, tuttavia, un piccolo passo avanti in tal senso è stato compiuto in Sardegna, dove l'apertura del nuovo cavo di interconnessione con la penisola (c.d. Sapei) ha favorito una riduzione del suo isolamento e un maggiore livello di integrazione con il continente, inducendo sui prezzi le conseguenze già precedentemente descritte.

Parzialmente diverso è il contesto della Sicilia, dove a partire dal 2007 i prezzi hanno esibito livelli ed andamenti sempre meno correlati con il resto del mercato. In questo caso, il livello basso ma stabile dell'interconnessione ha imposto come condizione normale un equilibrio domanda-offerta locale, il cui costo è tuttavia cresciuto nel tempo con due fattori: la progressiva divaricazione tra continente e Sicilia in termini di tecnologie marginali, progressivamente spostate verso il ciclo combinato nel primo caso e persistentemente ancorate all'olio combustibile nel secondo; e la graduale divaricazione nei costi di combustibile delle due tecnologie (rispettivamente gas e olio) per effetto della differente velocità con cui questi riflettono le drastiche variazioni intervenute nelle quotazioni del petrolio. In questo contesto, le periodiche riduzioni nella capacità disponibile, con le conseguenti variazioni nei costi al margine e nel potere di mercato, hanno indotto forti oscillazioni nei prezzi isolani da un mese all'altro.

In Sicilia, di fatti, le persistenti differenze strutturali con il resto del continente, nonostante la piena operatività nuovo ciclo combinato da 480 MW di Erg, hanno mantenuto il prezzo più alto del Pun di circa 25 €/MWh (Fig. 2.2) [14-15].

€/MWh	Totale		Picco		Fuori picco		Fuori picco lavorativo		Festivo	
	Media	Var. tend.	Media	Var. tend.	Media	Var. tend.	Media	Var. tend.	Media	Var. tend.
PUN	64,12	0,6%	76,77	-7,6%	57,34	7,4%	54,20	12,2%	60,98	2,9%
NORD	61,98	1,9%	73,39	-7,2%	55,86	9,3%	53,32	14,4%	58,80	4,6%
CENTRO NORD	62,47	0,3%	74,29	-8,6%	56,12	7,7%	53,35	13,7%	59,33	2,2%
CENTRO SUD	62,60	0,3%	74,98	-7,8%	55,95	7,0%	52,65	12,3%	59,78	2,3%
SUD	59,00	-0,8%	66,83	-9,7%	54,80	5,9%	51,57	11,1%	58,55	1,2%
SICILIA	89,71	1,8%	120,16	-3,0%	73,37	6,3%	65,83	8,6%	82,11	4,5%
SARDEGNA	73,51	-10,4%	93,38	-13,8%	62,84	-7,6%	59,94	-5,9%	66,20	-9,2%

Fig. 2.2: Prezzi zionali medi per gruppi di ore

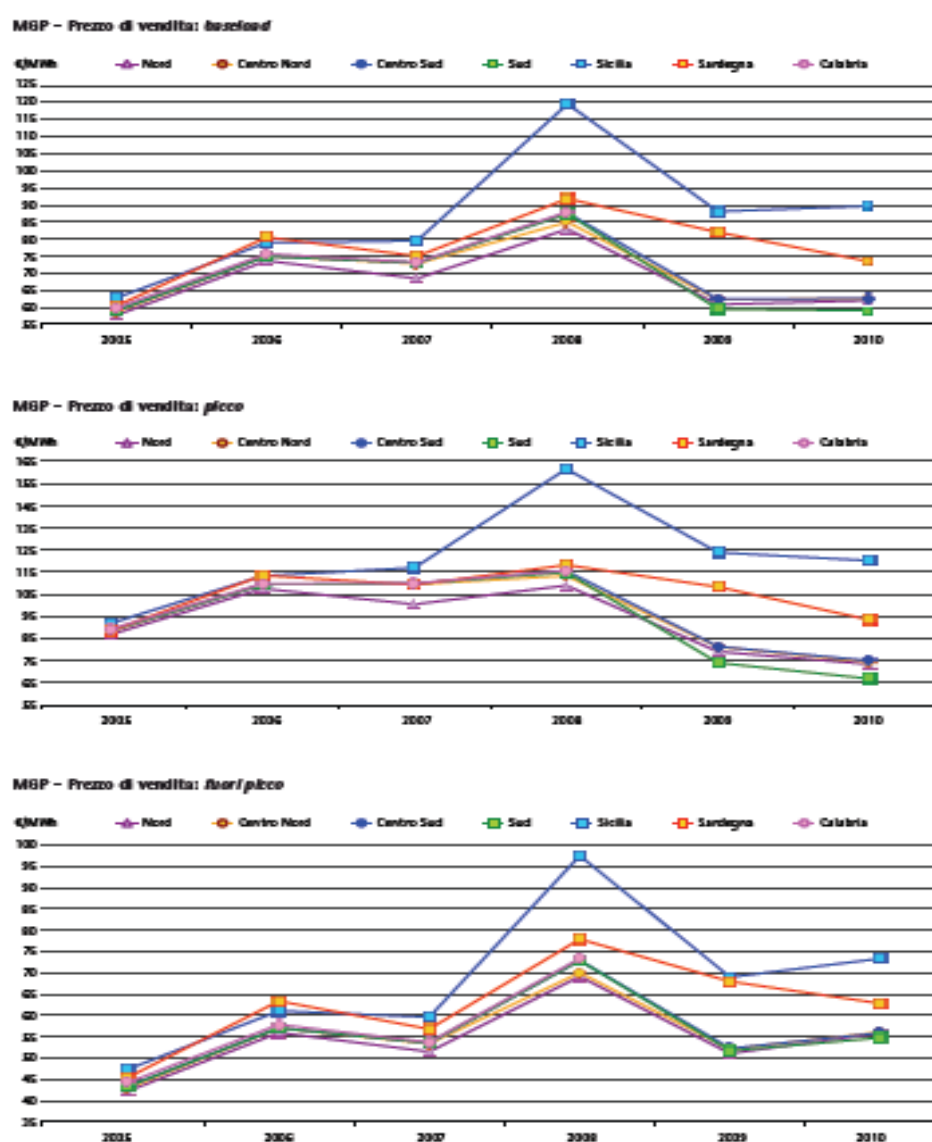


Figura 2.3: Prezzi zionali medi per gruppi di ore (baseload - picco - fuori picco) per le sette zone geografiche d'Italia

2.4 IL MERCATO DEL GAS NATURALE

Per quanto concerne il mercato del gas naturale, la direttiva europea 98/30/UE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 22 giugno 1998, riguardante “*le regole comuni per il mercato del gas naturale*”, ha inciso profondamente su tale mercato, obbligando tutti i paesi membri ad introdurre norme comuni per favorire la concorrenza.

La direttiva 98/30/UE ha come obiettivo la realizzazione di un mercato concorrenziale europeo, attraverso la creazione di singoli mercati nazionali liberi che portino un aumento dell’efficienza e della competitività dell’industria a vantaggio dei consumatori finali.

La suddetta direttiva, recepita nell’ordinamento nazionale con il decreto legislativo 23 maggio 2000, n.164 (decreto Letta), prefigura la formazione di un mercato di clienti idonei, liberi pertanto di stipulare contratti di fornitura, acquisto e vendita con qualsiasi produttore, importatore, distributore o grossista, sia in Italia che all’estero, e con diritto di accesso al sistema.

Con la legge 99 del 23 luglio 2009 a partire dal 2010 il GME, oltre ad essere il gestore delle diverse piattaforme in cui si articolano il mercato elettrico ed i mercati ambientali (non descritti in questa tesi), si occupa della gestione del mercato del gas.

Il mercato del gas, che articola in:

--**Piattaforma di negoziazione per l’offerta di gas naturale (P-GAS)**. Tale piattaforma è stata avviata il 10/5/2010 e rappresenta il luogo in cui sia i soggetti che importano gas prodotto da paesi non appartenenti all’Unione Europea, sia i titolari delle concessioni di coltivazione di giacimenti di gas naturale sul territorio nazionale, sono tenuti ad adempiere agli obblighi di offerta e/o cessione di quote gas previsti dall’art. 11 della legge 40/07. A tal fine la P-GAS si articola nei due comparti “*Import*” e “*Aliquote*”: nel comparto *Import* sono offerte le quote di gas di cui all’art. 11, comma 2, della Legge 40/07, nonché liberamente altre quote offerte da soggetti diversi da quelli assoggettati agli obblighi di legge; nel comparto *Aliquote* sono invece offerte le quote di gas dovute allo Stato di cui all’art. 11, comma 1, della Legge 40/07.

- **Mercato a pronti del gas (M-GAS)**. A partire dal 10/12/2010 il GME ha lanciato un mercato a pronti organizzato in: *mercato del giorno prima* - le cui contrattazioni si svolgono secondo le modalità di negoziazione continua e quelle di negoziazione ad asta, in successione tra loro e il *mercato infra-giornaliero* le cui contrattazioni si svolgono secondo le modalità di negoziazione continua.

Diversamente dal Mercato Elettrico il GME gestisce la P-GAS in qualità di *broker* (non svolge il ruolo di controparte centrale), mentre la gestione della consegna del gas negoziato, delle garanzie, della fatturazione, dei pagamenti e la registrazione del gas scambiato presso il Punto di Scambio Virtuale (PSV) viene svolta direttamente dagli operatori. Ciò comporta che le condizioni di fornitura sono stabilite dal venditore, il quale le comunica al GME che si limita a pubblicarle sul proprio sito senza effettuare su di esse controlli di merito. Di conseguenza i contratti negoziati da ciascun operatore possono differire tra loro [16].

2.4.1 Tariffe di Acquisto del Gas naturale

È altresì noto che in Italia l'Autorità per l'energia elettrica ed il gas (AEEG), soggetto istituzionale istituito con la legge del 14 Novembre 1995 n. 481, competente per gli aspetti tariffari, a seguito della liberalizzazione del mercato e, quindi, della separazione tra attività di distribuzione e di vendita del gas, ha definito un nuovo ordinamento tariffario.

Agli esercenti è affidata la determinazione delle tariffe per il servizio di distribuzione, derivante dalla considerazione della natura indivisibile dei costi di distribuzione in ciascuna zona servita, la quale non rende possibile un'esatta determinazione amministrativa secondo criteri oggettivi basati sui costi del servizio, delle tariffe per le diverse tipologie e livelli di consumo. L'autonomia dell'esercente nella fase di vendita è espressa anche attraverso l'offerta ai clienti di diverse opzioni tariffarie, tra le quali il cliente potrà scegliere quella più idonea in relazione alle proprie modalità di consumo.

In tale nuovo ordinamento viene distinta una tassazione "per tipologie di usi" (domestico, commercio e servizi, industriale, generazione elettrica) articolata al suo interno "per fasce di consumo" (esprese in m³/anno), in linea con il suddetto nuovo sistema tariffario istituito dall'Autorità per l'energia elettrica ed il gas.

Le imposte, applicate attraverso accise proporzionali al consumo di gas (esprese in €/mc), sono definite dagli organi ministeriali preposti e sono anch'esse differenziate in funzione delle tipologia di utilizzo.

Al consumo del gas viene applicata anche l'addizionale regionale con aliquote differenziate a seconda dell'ubicazione dell'utenza. Fanno eccezione le regioni a Statuto Speciale.

La tabella 2.6 riassume gli importi delle imposte sul gas per le accise e le aliquote percentuali per l'IVA.

Tabella 2.6: Importi delle imposte sul gas per le accise e le aliquote percentuali per l’IVA.

IMPOSTE Fascia di consumo	USI CIVILI				USI INDUSTRIALI	
	< 120 m ³	120-480 m ³	480-1.560 m ³	< 1.560 m ³	< 1,2 M(m ³)	> 1,2 M(m ³)
ACCISA						
Normale	4,40	17,50	17,00	18,60	1,2498	0,7499
Territori ex Cassa del Mezzogiorno ^(A)	3,80	13,50	12,00	15,00	1,2498	0,7499
ADDIZIONALE REGIONALE ^(B)						
Piemonte	2,20000	2,58000	2,58000	2,58000	0,62490	0,52000
Veneto	0,77470	2,32410	2,58230	3,09870	0,62490	0,51650
Liguria						
– zone climatiche C e D	2,20000	2,58000	2,58000	2,58000	0,62490	0,52000
– zona climatica E	1,55000	1,55000	1,55000	1,55000	0,62490	0,52000
– zona climatica F	1,03000	1,03000	1,03000	1,03000	0,62490	0,52000
Emilia Romagna	2,20000	3,09874	3,09874	3,09874	0,62490	0,51646
Toscana	1,50000	2,60000	3,00000	3,00000	0,60000	0,52000
Umbria	0,51650	0,51650	0,51650	0,51650	0,51650	0,51650
Marche	1,55000	1,81000	2,07000	2,58000	0,62490	0,52000
Lazio	2,20000	3,09900	3,09900	3,09900	0,62490	0,51600
Abruzzo						
– zone climatiche E e F	1,03300	1,03300	1,03300	1,03300	0,62490	0,51600
– altre zone	1,90000	2,32410	2,58230	2,58230	0,62490	0,51600
Molise	1,90000	3,09870	3,09870	3,09870	0,62000	0,52000
Campania	1,90000	3,10000	3,10000	3,10000	0,62490	0,52000
Puglia	1,90000	3,09800	3,09800	3,09800	0,62490	0,51646
Calabria	1,90000	2,58228	2,58228	2,58228	0,62490	0,51646
ALIQUOTA IVA (%)	10	10	20	20	10 ^(C)	10 ^(C)

2.4.2 La Fiscalità del Gas in Cogenerazione

Con il decreto legislativo n. 504/95, aggiornato dal decreto legislativo 2 febbraio 2007, n. 26 [17], l’AEEG riconosce la defiscalizzazione del gas metano utilizzato per la cogenerazione, ed in particolare riconosce l’accisa agevolata applicata al settore industriale (tra gli usi “civili” e gli usi “industriali” c’è una differenza di accisa pari a 0,173502 € per ogni metro cubo).

La convenienza del ricorso alla cogenerazione va valutata anche in relazione alle agevolazioni a cui tali impieghi hanno diritto sotto forma di riduzione delle accise che gravano sul consumo di gas naturale. In particolare, i vantaggi nell’utilizzo della cogenerazione si manifestano dal punto di vista fiscale in tre modi:

- agevolazioni sull’imposta di consumo;
- agevolazioni sull’Addizionale Regionale;
- parametro di defiscalizzazione.

Il vantaggio fiscale deriva dal diverso livello di imposta esistente fra usi civili e usi industriali del gas naturale, ed in particolare nella possibilità di considerare gli impieghi del gas nel teleriscaldamento alimentato da impianti di cogenerazione come usi industriali, anche se di fatto riforniscono utenze civili.

Il decreto legge 26 ottobre 1995, n. 504 (Testo Unico sulle Accise) determina, infatti, per l'imposta di consumo un valore pari a 0,1733 €/Nmc per usi civili e 0,01249 €/Nmc per usi industriali.

Come si può vedere, è netto il risparmio economico conseguibile da tutte quelle attività che possono usufruire delle condizioni fiscali agevolate.

Per quanto riguarda l'Addizionale Regionale, questa vale 0,0155 €/Nmc nel caso degli usi civili, mentre scende al valore di 0,01249 €/Nmc nel caso degli impieghi industriali.

Oltre alle agevolazioni sopracitate, relativamente agli usi in cogenerazione dell'impianto bisogna tenere presente il parametro di defiscalizzazione: una parte del gas naturale utilizzato per la produzione combinata di energia elettrica e calore non è sottoposta ad accise poiché si tratta di autoproduzione di energia elettrica, mentre è sottoposto ad accisa civile il gas utilizzato dal boiler ausiliario per soddisfare il deficit di energia termica. Il rapporto di defiscalizzazione, attualmente, è di 0,250 Nmc/kWh, ovvero ogni 4 kWh prodotti un Nm³ di metano non viene sottoposto a tassazione.

Per quanto concerne i prezzi del Gas il Ministero dello Sviluppo Economico, sulla base dei dati dell' AEEG, fornisce per ogni semestre i valori dei prezzi medi del gas per usi civili ed usi industriali nel territorio italiano.

2.5 MECCANISMI DI SUPPORTO ALLA COGENERAZIONE NEI PRINCIPALI PAESI EUROPEI

In questo paragrafo vengono riassunti brevemente i meccanismi di incentivazione alla cogenerazione adottati nei principali paesi europei ed elencati in forma tabellare (tabella 2.7).

Le attuali normative dei principali Paesi europei presentano meccanismi di supporto alla cogenerazione molteplici e di diversa natura. In particolare, volendo dare un quadro sintetico di tali meccanismi, si può operare la seguente classificazione:

- *incentivi alla costruzione di nuovi impianti*: vengono finanziate diverse fasi dell'iter costruttivo dell'impianto, dallo studio di fattibilità tecnica, ai sussidi in conto capitale ed esenzioni fiscali;
- *feed-in tariffs*, ovvero prezzo minimo accordato dal Gestore della rete per l'acquisto di elettricità da cogenerazione;
- *sussidi diretti sul kWh elettrico prodotto*: al prezzo dell'energia elettrica da cogenerazione ceduta alla rete é riconosciuto un premio economico in aggiunta al prezzo medio del mercato di generazione;
- *esenzioni fiscali*: politiche fiscali che introducono tasse per promuovere attività ecologicamente sostenibili o che defiscalizzano parte del combustibile utilizzato e/o dell'elettricità prodotta;
- *certificati verdi*: titoli negoziabili che permettono alle imprese che producono energia da fonti convenzionali di rispettare l'obbligo che ogni produttore o importatore ha di produrre una certa quantità di energia elettrica da fonti rinnovabili. Per gli impianti CHP viene data la possibilità di qualificare e rilasciare certificati verdi
- *certificati bianchi*: incentivo atto a ridurre il consumo energetico in relazione al bene distribuito;
- *priorità di dispacciamento*: ovvero la garanzia accordata da parte del Gestore della rete di comprare prioritariamente l'energia prodotta da impianti cogenerativi.

Tabella 2.7: Tabella riassuntiva dei meccanismi di incentivazione alla cogenerazione adottati nei principali paesi europei.

	Austria	Belgio	Danimarca	Finlandia	Francia	Germania	Spagna	Gran Bretagna	Grecia	Italia	Irlanda	oland	Portogallo	Svezia
Incentivi per la costruzione di nuovi impianti	•	•		•	•		•	•	•	•		•	•	• ^B
Feed-in tariffs		•	•			•				• ^D			•	
Sussidi diretti per kWh		•					•							
Esenzioni fiscali			•		•	•		•		•		•		
Certificati verdi	• ^A	•	•					•		• ^C		•		•
Certificati bianchi					•					•				
Priorità di dispacciamento	•		•		•	•	•			•			•	

^A sotto considerazione

^B solo per centrali a biomassa

^C solo con utilizzo di combustibili rinnovabili; la cogenerazione non rinnovabile è tuttavia esentata dall'obbligo di acquisto dei certificati verdi

^D solo per potenze < 10 MVA

Bibliografia

- [6].Communication from the european commission on “A community strategy to promote combined heat and power (CHP) and to dismantle barriers to its development” COM (97) 514 final
- [7].Decreto Legislativo 16 marzo 1999 n. 79 - di attuazione della Direttiva 96/92/CE recante norme comuni per il mercato interno dell'energia elettrica
- [8].Direttiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio dell'11 febbraio 2004 “Promozione della cogenerazione basata su una domanda di calore utile nel mercato interno dell'energia” (modifica la direttiva 92/42/CEE)
- [9].Delibera AEEG n.160/06 “Monitoraggio dello sviluppo degli impianti di generazione distribuita e di microgenerazione in Italia ed analisi dei possibili effetti della generazione distribuita sul sistema elettrico nazionale”
- [10]. Decreto Legislativo 8 Febbraio 2007, n.20 “Attuazione della direttiva 2004/8/CE sulla promozione della cogenerazione basata su una domanda di calore utile nel mercato interno dell'energia , nonché modifica alla direttiva 92/42/CEE”
- [11]. Delibera AEEG n.42/02 “Condizioni per il riconoscimento della produzione combinata di energia elettrica e calore come cogenerazione ai sensi dell'articolo 2 comma 8, del decreto legislativo 16 Marzo 1999, n.79” (G.U. n.79 del 4 Aprile 2002)
- [12]. Direttiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo del 23 Aprile 2009 “Sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE
- [13]. D.Lgs. 16 marzo 1999, n. 79 “Attuazione della direttiva 96/92/CE recante norme comuni per il mercato interno dell'energia”
- [14]. Legge 23 Agosto 2004 n. 239 “Riordino del settore energetico, nonché delega al Governo per il riassetto delle disposizioni vigenti in materia di energia”

- [15]. Decreto legislativo 8 febbraio 2007, n. 20 “Attuazione della direttiva 2004/8/CE sulla promozione della cogenerazione basata su una domanda di calore utile nel mercato interno dell'energia, nonchè modifica alla direttiva 92/42/CEE”.
- [16]. Decreto 20/07/2004 “Nuova individuazione degli obiettivi quantitativi per l’incremento dell’efficienza energetica negli usi finali di energia ai sensi dell’art. 9, comma 1, del D.Lgs. 16 Marzo 1999, n.79”
- [17]. Delibera AEEG n. 280/07, “Modalità e Condizioni Tecnico Economiche per il Ritiro dell’energia Elettrica ai sensi dell’articolo 13, Commi 3 e 4, del Decreto Legislativo 29 Dicembre 2003, N. 387, e del Comma 1 della Legge 23 Agosto 2004, N. 239”
- [18]. Vademecum borsa elettrica. da www.GME.it
- [19]. Autorità pre l’Energia Elettrica e il Gas, Allegati (2011)- Relazione annuale sullo stato dei servizi e sull’attività svolta. Struttura dei prezzi e qualità nel settore elettrico
- [20]. GME, Allegati (2010)- Relazione annuale 2010.
- [21]. Autorità pre l’Energia Elettrica e il Gas, Allegati (2011)- Relazione annuale sullo stato dei servizi e sull’attività svolta. Struttura dei prezzi e qualità nel settore gas.
- [22]. D. Lgs. 2 febbraio 2007 “Attuazione della direttiva 2003/96/CE che ristruttura il quadro comunitario per la tassazione dei prodotti energetici e dell’elettricità”

3 LA DIFFUSIONE DELLA COGENERAZIONE

3.1 DIFFUSIONE DELLA COGENERAZIONE IN EUROPA

La quantità di energia elettrica prodotta in Europa da impianti cogenerativi si è attestata, per l'anno 2008, a circa 370 TWh, ovvero a circa il 11% della produzione elettrica totale. La Germania si presenta come il paese con la produzione più elevata (Fig. 3.1) con circa 80 TWh, mentre la Danimarca e la Lettonia sono gli unici paesi che coprono, con la cogenerazione, più del 40% della propria produzione elettrica.

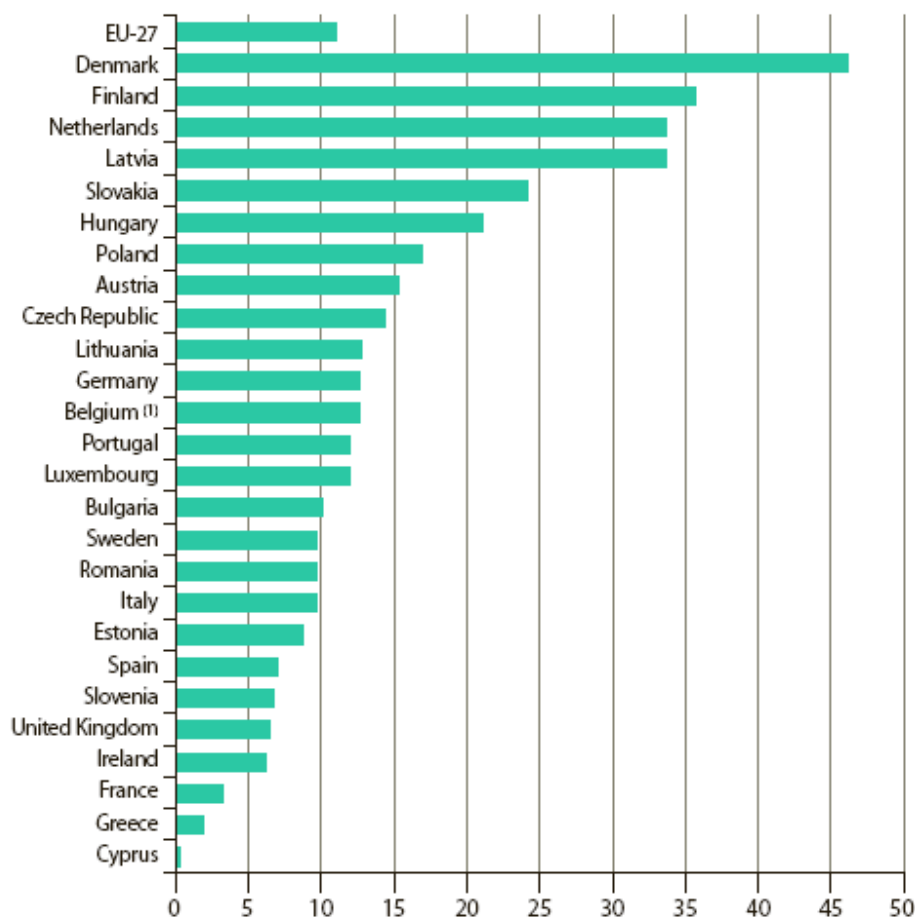


Figura 3.1: Produzione di elettricità da cogenerazione (dati Eurostat, anno 2008 percentuale sul totale)

Nella tabella 3.1 vengono sinteticamente analizzati alcuni aspetti della cogenerazione nei paesi europei dove la produzione cogenerativa è più significativa.

Tabella 3.1: Aspetti più significativi della cogenerazione nei paesi europei

Austria	La cogenerazione copre il 16 % della produzione elettrica totale e il 77% della produzione per via termica é cogenerativa, soprattutto nel teleriscaldamento e nel settore industriale. L'utilizzo del gas naturale si attesta al 40 % circa, i combustibili rinnovabili al 26 %, i derivati del petrolio al 10 % e il carbone al 14 %.
Danimarca	Il 41 % della produzione elettrica é da cogenerazione, le unità esistenti sono per lo più accoppiate a reti di teleriscaldamento o a utenze industriali; consistente l'impiego di combustibili fossili solidi (55%), seguito dal gas naturale (25%) e dai combustibili rinnovabili (13%).
Finlandia	La cogenerazione copre circa il 35 % della domanda nazionale di elettricità e il 75 % della domanda di calore; principali applicazioni in teleriscaldamento e usi industriali; forte impiego di combustibili fossili solidi (31 %) e rinnovabili (44 %), nonché di gas naturale (21 %).
Francia	La cogenerazione contribuisce per meno del 4 % alla produzione di elettricità nazionale, ed è concentrata soprattutto nelle industrie di larga scala e in alcune reti di teleriscaldamento. Elevato impiego di gas naturale (58 %) e di combustibili rinnovabili (21 %).
Germania	Circa il 13 % della capacità elettrica totale è in cogenerazione, equamente divisa tra utenze industriali e reti di teleriscaldamento; prevalente l'impiego di gas naturale (46 %), carbone (21%) e a combustibile rinnovabile (15%).
Olanda	La cogenerazione contribuisce per circa il 30% alla produzione elettrica annuale, soprattutto nel settore industriale. Inoltre teleriscaldamento e cogenerazione su piccola scala hanno quote considerevoli. Forte utilizzo del gas naturale (67 %) e del carbone (15 %).
Spagna	Circa il 7 % della produzione elettrica é cogenerativa, generata soprattutto nel settore industriale (quasi assente il teleriscaldamento). Prevalente l'utilizzo di gas naturale (77 %) seguito dai combustibili rinnovabili (9%) e dal petrolio e suoi derivati (7%).
Svezia	La cogenerazione rappresenta circa il 8 % della produzione elettrica totale; utilizzata soprattutto nelle reti di teleriscaldamento e nelle utenze industriali. Le biomasse sono di gran lunga il combustibile più utilizzato (62 %) seguite da carbone (10 %) e petrolio (12 %). Scarso impiego del gas naturale (4 %).
Gran Bretagna	La cogenerazione rappresenta circa il 6 % della produzione elettrica totale. Importante la potenza installata su impianti industriali di larga scala. Il gas naturale é oggi il combustibile principale (72%), seguito da combustibile di processo (20 %).
Romania	La cogenerazione contribuisce per il 18 % alla produzione di elettricità nazionale con scarsa presenza di autoproduttori. Utilizzo quasi esclusivo di gas naturale (45 %) e carbone (45%).
Polonia	La cogenerazione contribuisce per il 16 % alla produzione di elettricità nazionale con una minoritaria quota di autoconsumo elettrico (23 %). Quasi esclusivo utilizzo di combustibili fossili solidi (91%).

3.2 DIFFUSIONE DELLA COGENERAZIONE IN ITALIA

Concentrandosi sulla realtà italiana, dai dati messi a disposizione dal GSE per l'anno 2006, risulta che la potenza elettrica installata in impianti cogenerativi si attestava intorno agli 8600 MW, ovvero il 9 % circa della potenza del parco di generazione italiano (il 12 % del solo termoelettrico); l'80 % di tale potenza risulta installata in impianti di taglia inferiore ai 20 MW, il 30 % in impianti di "piccola cogenerazione" (inferiori ad 1 MW) e solo il 2,5 % in "micro-cogenerazione" (inferiori ai 50 kW).

La tabella 3.2, che mostra la potenza elettrica installata e le taglie medie degli impianti in diversi settori di attività, mette in luce come la climatizzazione e la produzione di calore a bassa temperatura rappresenti una quota parte significativa delle installazioni cogenerative, anche se distribuite su impianti di medio/piccole dimensioni.

Tabella 3.2: Potenza elettrica installata per settore di attività (dati GSE, anno 2006)

Attività	taglia media (MW elettrici)	Potenza installata (MW elettrici)
Industria chimica e petrolchimica	114.3	2972
Raffinazione petrolio	136.6	2459
Industria cartaria	16.7	835
Industria siderurgica	185.0	370
Industria alimentare	11.9	202
Industria automobilistica	23.1	162
Industria ceramica	3.9	74
Riscaldamento e teleriscaldamento	12.5	997
Impianti sportivi	0.1	
Alberghi e ristoranti	0.1	
Commercio	0.5	
Ospedali	1.0	
Case di riposo e simili	1.5	
Concerie	2.0	529
Industria tessile	3.0	
Articoli in gomma e mat plastiche	3.2	
Industria elettronica	9.0	
Trasporti aerei	30.5	

Per quanto riguarda invece le tecnologie elettriche alimentate a combustibile per la cogenerazione, ovvero i motori primi utilizzati, i cicli combinati gas-vapore rappresentano quasi l'80 % delle installazioni, seguiti in secondo ordine dai cicli a vapore semplice (9 %),

dai turbogas semplici (6 %) e dai motori a combustione interna alternativi (5 %). In Fig. 3.2 sono riportate le potenze installate nelle tecnologie più diffuse con riferimento all'anno 2008.

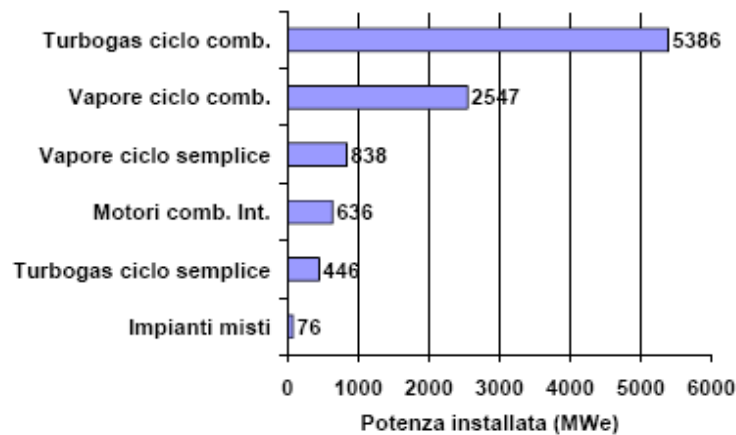


Figura 3.2: Potenza installata in impianti di cogenerazione suddivisa in funzione della tecnologia utilizzata (dati GSE, anno 2008)

Mentre la situazione cambia se si va ad analizzare i dati relativi agli impianti con potenza inferiore ai 10 MVA, in tale fascia, come si nota dalla figura seguente gli impianti a ciclo combinato sono molto meno diffusi rispetto alle altre tecnologie (Fig. 3.3).

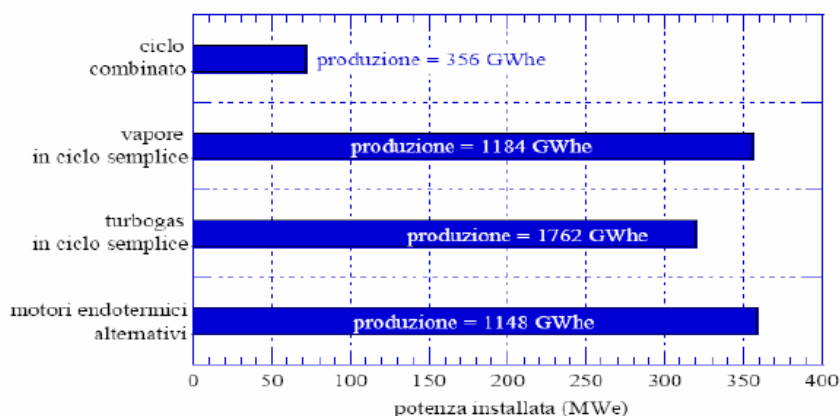


Figura 3.3: Ripartizione tra le diverse tecnologie utilizzate per la cogenerazione con taglia inferiore ai 10 MVA (dati AEEG, anno 2005) [1]

Nella cogenerazione tramite impianti con potenza inferiore ad 1 MWe addirittura sono i motori endotermici alternativi che la fanno da padroni rappresentando quasi la totalità delle installazioni presenti (Fig. 3.4).

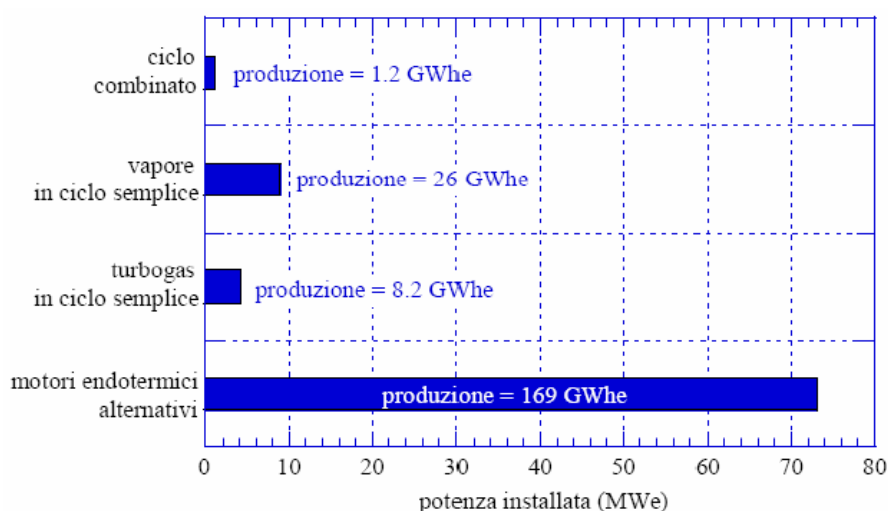


Figura 3.4: Ripartizione tra le diverse tecnologie utilizzate per la cogenerazione con taglia inferiore ai 1 MW (dati AEEG, anno 2005)

Definendo il concetto normativo di Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR) quale la produzione in assetto cogenerativo che rispecchia dei determinati vincoli (concetto ampiamente approfondito nei capitoli successivi) a livello italiano gli impianti che nel 2007 hanno prodotto in regime di CAR rappresentano una potenza elettrica installata di 9800 MW complessivi, approssimativamente il 10% del parco totale di generazione italiano ed il 13% del solo parco termoelettrico. Si tratta nella maggioranza dei casi di impianti di taglia piccola e media, ma non mancano, tuttavia, esempi di grandi impianti (fino a 300-400 MW), che solitamente si trovano all'interno di importanti siti industriali.

La potenza media installata in relazione all'attività economica nella quale si colloca varia molto, partendo da qualche centinaio di kW per attività di servizi quale casi di riposo e simili, fino alle centinaia di MW tipiche dell'industria pesante.

Tabella 3.3: Prestazioni degli impianti di CAR nel 2007: rendimento di primo principio e indice PES per le principali categorie di attività (anno 2008)

Attività	Rendimento medio (%)	IRE medio (%)
Case di riposo e simili	87,5	37,3
Ind alimentare	80,1	26,5
Lavoraz. legno	79,5	27,6
Ind ceramica	79,2	23,0
Ind tessile	77,4	26,2
Ospedali	76,7	27,9
Articoli in gomma e mat plastiche	75,8	17,4
Trasporti aerei	75,5	25,0
Impianti sportivi e centri benessere	73,8	24,9
Ind cartaria	71,2	13,0
Commercio	70,6	26,4
Riscald e teleriscald	70,4	17,1
Ind chimica e petrolchimica	69,8	9,8
Alberghi e ristoranti	69,3	20,4
Attività varie	68,4	17,5
Concerie	67,5	24,7
Ind automobilistica	64,9	7,7
Ind elettronica	64,2	18,5
Raffinaz. petrolio	60,8	9,1

3.3 DATI REGIONALI

La Tabella 3.4 illustra la ripartizione nelle varie regioni degli impianti di cogenerazione italiani. Non sorprende il fatto che la potenza installata si concentri in particolare in quelle regioni del nord nelle quali è maggiormente presente la grande industria (Lombardia, Piemonte). Meno ovvio il segnale positivo che viene dall'Italia meridionale ed insulare: Puglia, Sicilia e Sardegna vantano potenze complessive di tutto rispetto, legate a realtà industriali di dimensioni cospicue (lo si deduce dalla potenza media).

Può apparire deludente, ma solo a prima vista, la potenza installata totale nel Veneto, specie se confrontata con le altre regioni del Nord. In realtà, la potenza media indica che si tratta di impianti di dimensioni contenute, evidentemente al servizio della piccola e media impresa, vocazione tradizionale di molte regioni italiane. Considerazioni analoghe possono farsi infatti per regioni come il Trentino Alto Adige, l'Umbria, il Lazio, la Campania.

Vi sono infine alcune regioni che si collocano, per così dire, a metà strada: Toscana, Emilia Romagna, Marche, Abruzzo ospitano numerosi impianti di potenza intermedia tra quelle tipiche della grande industria e, rispettivamente, della piccola impresa [1-4].

Tabella 3.4: Potenza degli impianti di cogenerazione: ripartizione per regione (anno 2008).

Regione	Potenza installata totale (MW)	Potenza installata media (MW)
Lombardia	2410	25
Piemonte	1459	22
Puglia	1274	159
Emilia Romagna	1056	17
Toscana	829	24
Sardegna	750	125
Sicilia	470	94
Veneto	336	8
Marche	328	47
Friuli Venezia Giulia	176	14
Abruzzo	155	19
Trentino Alto Adige	148	6
Lazio	134	6
Umbria	108	8
Basilicata	107	36
Campania	93	8
Molise	50	50
Liguria	36	6
Calabria	10	5

Bibliografia

- [1]. Monitoraggio Dello Sviluppo Degli Impianti Di Generazione Distribuita per L'anno 2009. da www.GME.it
- [2]. Gestore Servizi Energetici - Relazione sullo sviluppo della CAR in Italia: la produzione 2007
- [3]. Gestore Servizi Energetici - Stato della cogenerazione in Italia: il ruolo del GSE
- [4]. EUROSTA Pocketbooks "Energy, transport and environment indicators"

4 DALLA COGENERAZIONE ALLA TRIGENERAZIONE: PRINCIPALI COMPONENTI DELL'IMPIANTO CHCP

Introduzione

Come descritto nei paragrafi precedenti, un sistema cogenerativo è utilizzato in maniera efficiente quando è presente l'utenza termica e quando tale utenza è contemporanea a quella elettrica.

Tuttavia, l'utilizzo di sistemi cogenerativi nel settore residenziale o terziario, è limitato dal fatto che quasi certamente l'utenza termica richiede energia solo in un periodo limitato dell'anno, ovvero quando è necessario provvedere al riscaldamento degli edifici. Ciò significa che nei mesi più caldi bisogna tenere fermo l'impianto cogenerativo o farlo funzionare dissipando il calore prodotto; entrambe queste condizioni vanno a discapito della fattibilità economica dell'impianto e dell'efficienza complessiva.

Nel periodo estivo solitamente le utenze richiedono invece energia frigorifera (ovvero fluidi a bassa temperatura) per consentire il raffrescamento degli edifici. Tali fluidi freddi sono solitamente prodotti utilizzando cicli frigoriferi a compressione di vapore, all'interno di sistemi in cui un compressore viene azionato da un motore elettrico, con elevati assorbimenti di energia elettrica. Questo è il motivo per cui sempre più spesso nelle più calde giornate estive si raggiungono i livelli più alti dei consumi di energia elettrica, portando il sistema elettrico nazionale al limite della produzione e giungendo in certi casi al *black-out*.

A differenza di quanto accadeva fino a qualche anno fa, quando i consumi di energia elettrica erano massimi nei mesi invernali, la grandissima diffusione di sistemi di condizionamento a compressione determina oggi consumi elettrici elevatissimi nei mesi estivi.

Esistono tuttavia in commercio sistemi frigoriferi ad assorbimento (*chiller* ad assorbimento) con i quali è possibile generare energia frigorifera utilizzando calore come sorgente principale di energia, anziché elettricità. Tali sistemi si sposano certamente bene con un impianto cogenerativo giacché rendono possibile lo sfruttamento dell'impianto anche nei mesi estivi, ed il cascame termico prodotto dall'unità cogenerativa può essere impiegato per azionare il sistema frigorifero.

Si parla in questo caso di “trigenerazione”: un sistema trigenerativo è dunque un sistema capace di produrre tre forme distinte di energia (energia elettrica termica e frigorifera), tutte intese come effetti utili. La trigenerazione viene a volte indicata con la sigla inglese CHCP, acronimo di *Combined Heating, Cooling and Power*.

Un sistema cogenerativo risulta modificato come da Fig. 4.1, in cui il calore recuperato dall’impianto motore (Q_r) può essere utilizzato direttamente nei mesi invernali mentre nei mesi estivi è fornito alla macchina frigorifera ad assorbimento, per la produzione di energia frigorifera Q_f .

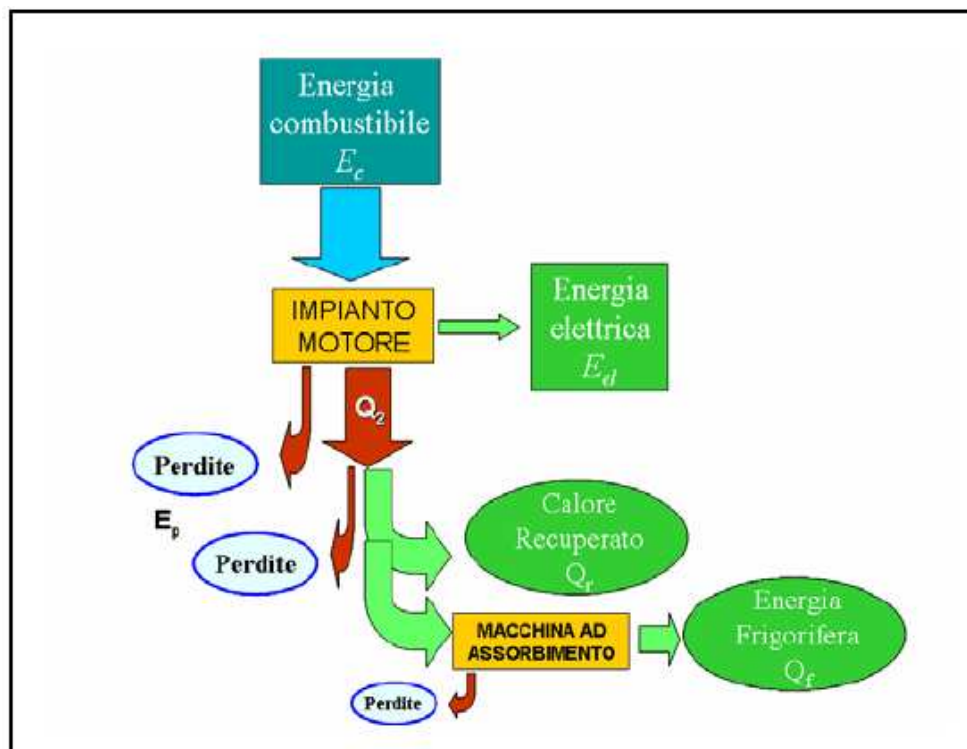


Figura 4.1 :Schema di un sistema trigenerativo (CHCP)

I sistemi di trigenerazione sono dunque basati sugli stessi impianti motori utilizzati per la cogenerazione descritti nella precedente sezione, con l’unica limitazione circa la temperatura del fluido caldo che deve essere fornito alla macchina ad assorbimento, capace di operare solo con temperature piuttosto elevate (almeno 90°C).

La seguente Fig. 4.2 mostra schematicamente un sistema trigenerativo basato su un motore a combustione interna in cui il liquido di raffreddamento ed i fumi di scarico scaldano un

circuito ad acqua che può essere impiegata direttamente per una utenza termica o per alimentare la macchina ad assorbimento. Si osserva come il sistema trigenerativo può funzionare anche in modo da generare simultaneamente elettricità, calore ed energia frigorifera [1-3].

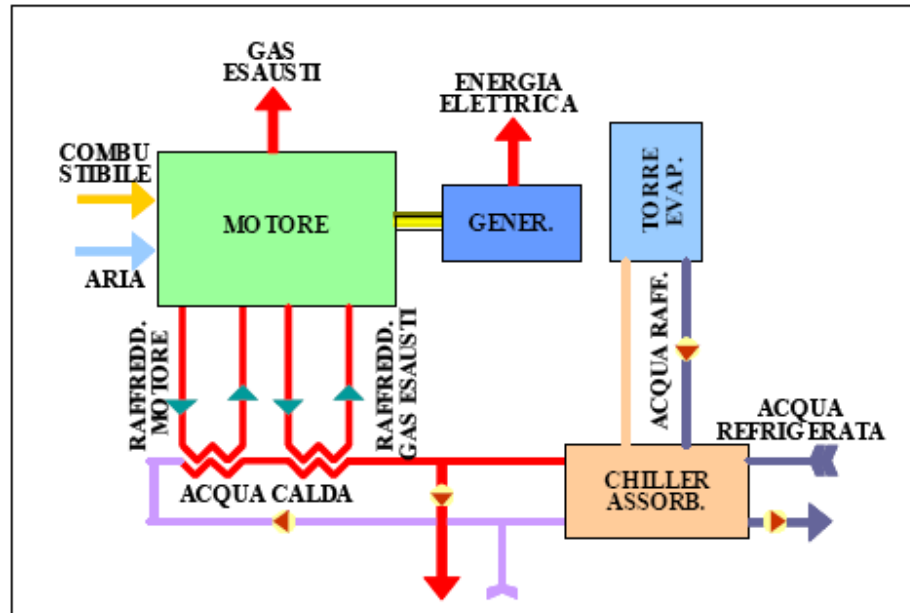


Figura 4.2: Schema di un impianto di trigenerazione con motore a combustione interna e gruppo ad assorbimento.

4.1 MOTORI ALTERNATIVI A COMBUSTIONE INTERNA

L'impiego di motori alternativi a combustione interna (MCI) per applicazioni stazionarie di produzione di energia elettrica e termica riguarda una fascia di potenze molto ampia che va dai motori più piccoli, di 1÷5 kW di potenza elettrica, fino a taglie dell'ordine di poche decine di MW. In particolare, i motori più grandi rappresentano una tecnologia molto matura e ben consolidata nel campo della generazione stazionaria, date le elevate efficienze elettriche che possono arrivare facilmente ad oltre il 45%.

Nel campo delle piccole taglie invece, solo ultimamente, sono state introdotte in commercio alcune macchine che, dal punto di vista dell'architettura del motore, non contengono elementi particolarmente innovativi; tuttavia tali piccoli motori, pur presentando prestazioni elettriche limitate (rendimenti dell'ordine del 25%), possono diventare economicamente competitivi in applicazioni cogenerative se integrate in modo innovativo con un modulo di recupero termico.

L'utilizzo dei MCI nella cogenerazione risale alla seconda metà del XX secolo, inizialmente in campo industriale e, di recente, grazie alla disponibilità sul mercato di macchine di piccola potenza, anche nel settore civile.

I Motori a Combustione Interna (MCI) si prestano alla cogenerazione in un campo di potenze piuttosto ampio, con le più piccole unità da poche decine di kWe a motori capaci di qualche MW di potenza elettrica.

Nei sistemi di autoproduzione dell'energia elettrica e termica i motori più utilizzati sono quelli endotermici a ciclo Otto, alimentati a gas metano, e a ciclo Diesel, alimentati a gasolio. Per entrambi i tipi di motore risulta possibile utilizzare anche biocombustibili derivanti da coltivazioni energetiche realizzate ad hoc.

In linea generale si possono dividere i motori in tre categorie principali:

- Motori di derivazione automobilistica: discendenti dai motori di serie montati sulle autovetture;
- Motori derivati dall'auto-trazione: discendenti da motori per camion, trattori o piccole imbarcazioni;
- Motori industriali: vengono costruiti e ottimizzati per impieghi fissi o derivati dai motori marini.

Con i motori di derivazione automobilistica si può arrivare a produrre potenze dell'ordine dei 50 kW elettrici con cilindrata ridotta e con rendimenti elevati grazie alla tecnologia dell'iniezione diretta. Per le taglie comprese tra i 50 kW e i 150 kW si utilizzano motori derivati dall'autotrazione, mentre per potenze superiori ad 1 MW vengono utilizzate le tecnologie proprie dei motori navali; in particolare per queste potenze il motore viene ottimizzato a seconda delle richieste termiche ed elettriche dell'utenza stessa.

Tali macchine presentano un'efficienza di produzione elettrica elevata, oltre il 30 %, e costante in un ampio campo di regolazione dei carichi e la possibilità di recuperare calore dai vari fluidi circolanti nel motore a diversi livelli termici.

I fluidi caldi presenti nel motore sono:

- Acqua di raffreddamento del motore ad una temperatura di $85 \div 90$ ° C;
- Olio di lubrificazione del motore ad una temperatura di $100 \div 120$ ° C;
- Aria compressa, se il motore è sovralimentato, disponibile ad una temperatura di $160 \div 170$ °C;
- Gas di scarico in uscita dal motore a $500 \div 550$ °C.

Il recupero termico può essere spinto fino a valori del $25 \div 30 \%$ senza alcuna penalizzazione del rendimento elettrico. La produzione di energia elettrica è affidata ad un alternatore, mentre l'energia termica viene recuperata dai fluidi provenienti dal motore tramite una serie di scambiatori nei quali viene riscaldato il fluido secondario da inviare all'utenza termica, come visibile in figura 4.3. Nel momento in cui l'utenza termica riduce la potenza richiesta, i fluidi provenienti dal motore vengono inviati totalmente o parzialmente tramite delle valvole di bypass ad un secondo circuito dotato di una radiatore raffreddato ad aria per lo smaltimento del calore in eccesso. Questo secondo circuito risulta del tutto dissipativo ma indispensabile al motore soprattutto nella fase estiva, quando il motore necessita di raffreddamento a causa della riduzione di potenza termica richiesta dall'utenza.

Questa tipologia di cogeneratore risulta essere la più versatile dal punto di vista economico ed organizzativo; infatti, i motori endotermici possono essere installati facilmente anche in aree urbane densamente popolate. A differenza delle turbine a gas e dei sistemi a vapore un eventuale aumento di potenza non presenta problematiche complesse, infatti basterà provvedere all'aggiunta di uno o più motori per soddisfare il nuovo carico senza dover effettuare modifiche sostanziali dell'impianto esistente. I sistemi con motori endotermici risultano abbastanza versatili e facilmente regolabili in quanto, come già accennato, il rendimento del motore e i consumi rimangono quasi costanti per parzializzazioni che vanno dal 100 % al 60 % della potenza nominale. La regolazione viene eseguita variando la quantità di combustibile introdotto nel motore.

Queste macchine presentano però i seguenti svantaggi:

- Frequente manutenzione del motore;
- Elevati costi di esercizio e manutenzione;
- Utilizzo di un combustibile pregiato quale gas metano o gasolio;

In Fig. 4.3 è rappresentata schematicamente l'inclusione di un motore a combustione interna in un impianto cogenerativo.

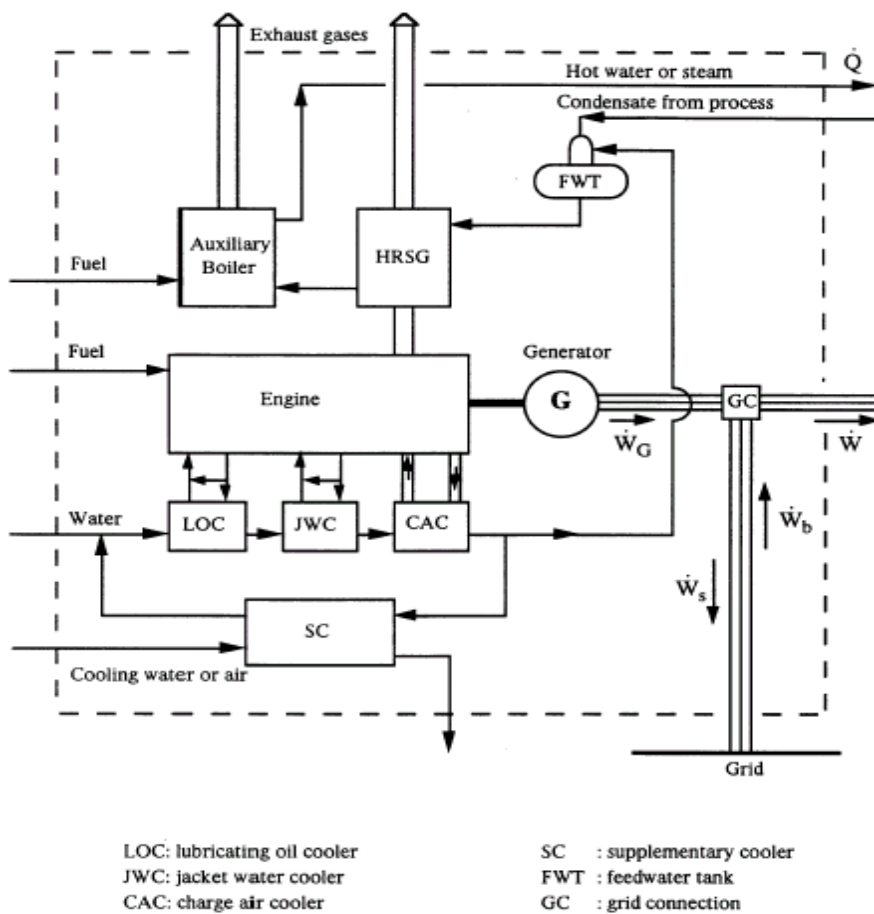


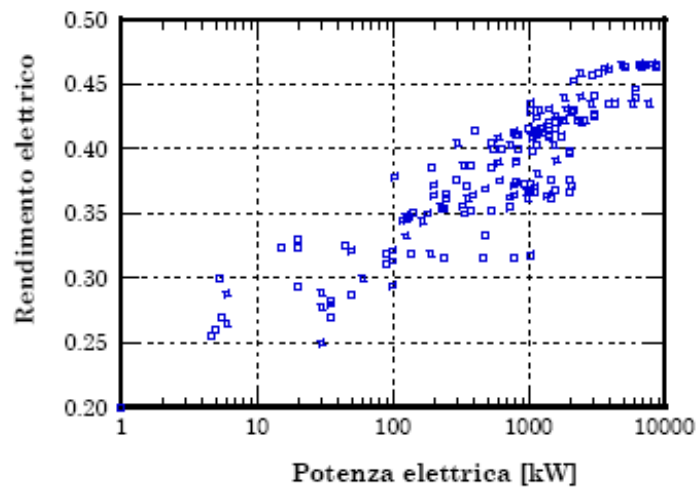
Figura 4.3: Inserimento di un motore a combustione interna in un impianto cogenerativo

4.1.1 Principali costruttori e modelli sul mercato

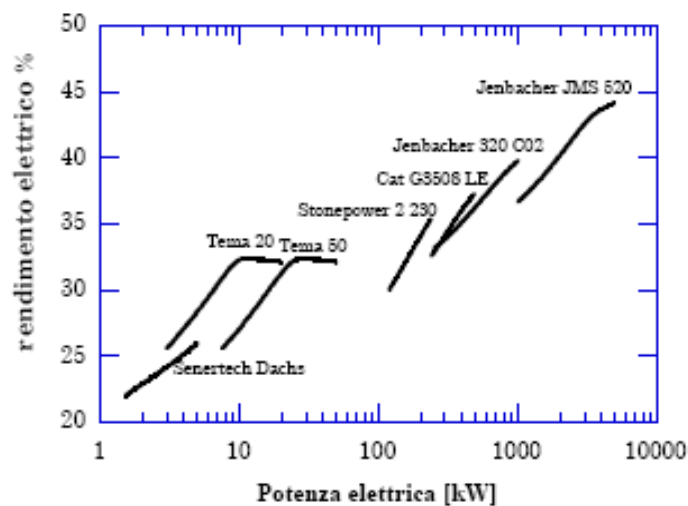
Il rendimento elettrico dei MCI varia da valori dell'ordine del 25 % per taglie inferiori ai 50 kWe (dove l'impiego è giustificabile solo in assetto cogenerativo, ovvero in presenza di recupero termico) fino a valori intorno al 40÷42 % per taglie intorno ai 1000 kWe. Nella fascia 1÷10 MW il rendimento può essere oltre il 45%. In ambito stazionario i rendimenti dei motori Diesel sono per lo più dello stesso ordine di grandezza dei rendimenti di MCI a ciclo Otto di pari taglia. La Fig. 4.4 a mostra l'effetto della taglia sul rendimento per numerose macchine esistenti in commercio per applicazioni cogenerative.

Le prestazioni elettriche dipendono inoltre dal carico erogato come mostra la Fig. 4.4 b che fa riferimento ad alcune specifiche macchine in commercio: in particolare il rendimento cala al diminuire della potenza prodotta; al 50% del carico il rendimento può essere inferiore di 2÷4

punti percentuali al valore nominale. Il funzionamento ai carichi parziali è in genere possibile fino a potenze pari al 20÷30% del carico nominale.



a)



b)

Figura 4.4: Prestazioni elettriche di un motore a combustione interna in cogenerazione

Tra i principali produttori di motori industriali d'interesse per applicazioni cogenerative troviamo nella fascia di potenze tra 100 kW e 10 MW:

- • AB-energy
- • Caterpillar
- • Deutz Power System
- • Ecogen
- • Guascor

- • Isotta Fraschini Motori
- • Jenbacher
- • MAN
- • MTU
- • Rolls-Royce

Nella fascia di potenze inferiori (< 100kW), oltre al già citato Ecogen, vi sono i seguenti produttori:

- • Aisin (Toyota)
- • CPL-Concordia
- • EMD
- • Energia Nova
- • Honda
- • MAN
- • Sentertech
- • Energifera

Tabella 4.1: Database dei motori alternativi reperiti sul mercato.

Marca	Modello	Fuel	Pel kW	Pth kW	η_{el}	η_{th}	TH ₂ O in °C	TH ₂ O out °C
Honda	Ecowill	GN	1	3,25	0,20	0,65	60	65
AISIN SEIKI	GECC46A2	GN, GPL	4,6	11,7	0,255	0,585	70	83
Senertec (DACHS)	HKA G 5.0	GN	5	12,3	0,26	0,63	70	83
Senertec (DACHS)	HKA HR 5.3	OV	5,3	10,3	0,3	0,59	70	83
Senertec (DACHS)	HKA HR 5.3	G	5,3	10,5	0,3	0,59	70	83
Senertec (DACHS)	HKA F 5.5	GPL	5,5	12,5	0,27	0,61	70	83
Senertec (DACHS)	HKA G 5,5	GN	5,5	12,5	0,27	0,61	60	65
AISIN SEIKI	GECC60A2	GN,GPL	6	11,7	0,288	0,562	72	82
Energifera	TEMA 20-2	GN	15	29	0,323	0,624	70	90
EMD	EMD 20	G.OV	20	25-30	0,323	0,404	75	85
ENERGIA NOVA Srl	TANDEM T.20	GN,GPL,G	20	46,35	0,293	0,679		
EMD	EMD 20 G	GN	20	40-50	0,329	0,659	70	90
Ecogen	EG30A	GN,GPL,G	30	64	0,278	0,593	70	90
Ecogen	EG30	GN,GPL,G	30	64	0,288	0,615	70	90
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB35 AB	BG	35	75	0,28	0,624	70	85
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB35 AM	GN	35	75	0,269	0,577	70	85
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB35 SM	GN	35	78	0,282	0,629	70	85

Marca	Modello	Fuel	Pel kW	Pth kW	η_{el}	η_{th}	TH ₂ O in °C	TH ₂ O out °C
EMD	EMD 45	GN, OV, G	45	70-85	0,325	0,506	70	90
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB50	GN, BG	50	107	0,278	0,615	70	85
Energifera	TEMA 50-70	GN	50	97	0,321	0,622	70	90
MAN	E0834 E302	GN	54	79				
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB60	GN, BG	60	120	0,3	0,6	70	90
Ecogen	EG60	GN, GPL, G	60	120	0,3	0,6	70	90
EMD	EMD 100	GN, OV, G	90	132-140	0,319	0,46872	72	90
Energifera	TEMA 100	GN	100	194	0,321	0,622		
TECOGEN	CM 100	GN	100	214	0,294	0,629		
StonePowe	2 100 Bio	BG	103	132	0,378	0,485		
MAN	E0836 LE202	GN, BG						
MDE (Tognum)	ME 3066 D	GN	119	198	0,345	0,574	70	90
AB Energy	ECOMAX1 BIO	BG	125	198	0,345	0,492		
AB Energy	ECOMAX 1	GN	125	197	0,348	0,549		
Ecogen	EG125	GN, BG, GPL, G	125	210	0,332	0,559		
MAN	E2876 TE302	BG						
StonePower	2 130	GN	131	208	0,347	0,55		
EMD	EMD 150	GN, OV, G	135	200	0,319	0,472		
Ecogen	EG140	GNBG,GPL,G	140	207	0,351	0,519	70	90
MAN	E2876 E312	GN						
MDE (Tognum)	ME 3066 LH	GN	165	256	0,344	0,534	80	100
MDE (Tognum)	ME 3066 L	GN	182	279	0,35	0,537	70	90
EMD	EMD 200	GN, OV, G	190	250-291	0,319	0,42		
MDE (Tognum)	MB 3066 L	BG 1	92	241	0,385	0,483	70	90
Ecogen	EG200	GN,BG,GPL,G	200	274	0,372	0,509	70	90
MDE (Tognum)	ME 3066 L	GN	201	275	0,364	0,498	80	100
MAN	E2876 LE302	GN,BG						
MDE (Tognum)	ME 3042 DH	GN	227	352	0,355	0,551	80	100
MDE (Tognum)	ME 3042 D	GN	232	369	0,354	0,563	70	90
StonePower	2 230	GN	236	372	0,354	0,558		
EMD	EMD 250 G	GN	238	340-360	0,315	0,45		
AB Energy	ECOMAX2 BIO	BG	245	340	0,361	0,501		
AB Energy	ECOMAX2	GN	245	373	0,365	0,555		
Isotta Fraschini	L1306T3	Liq	250					
AB Energy	ECOMAX3	GN	294	403	0,376	0,515		
Jenbacher	208 C02	GN	294	397	0,376	0,508	70	90
MDE (Tognum)	ME 3042 LH	GN	323	485	0,356	0,535	80	100
AB Energy	ECOMAX3 BIO	BG	330	394	0,387	0,462		
MDE (Tognum)	ME 3042 L	GN	337	525	0,35	0,545	70	90
Ecogen	EG350	GN,BG,GPL,G	347	430	0,371	0,46	70	90
MDE (Tognum)	ME 3042 L	GN	357	529	0,362	0,536	70	90
MDE (Tognum)	MB 3042 L	BG	370	426	0,387	0,446	70	90
Caterpillar	G3412 LE	GN	370	493	0,352	0,469		
MDE (Tognum)	ME 3042 Z	GN	386	541	0,364	0,51	70	90

Marca	Modello	Fuel	Pel	Pth	η_{el}	η_{th}	TH ₂ O in °C	TH ₂ O out °C
			kW	kW				
EMD	EMD 400	GN,OV	400	500	0,414	0,52		
EMD	EMD 450	G, OV	450	500	0,445	0,495		
Caterpillar	G3508 LE	BG	460	764	0,316	0,524		
Caterpillar	G3508 LE	GN	480	631	0,369	0,485		
Caterpillar	G3508 LE	GN	480	677	0,333	0,469		
Ecogen	EG500	GN,BG,GPL,G	525	820	0,352	0,55	70/55	90/57
AB Energy	ECOMAX5 BIO	BG	526	539	0,404	0,414		
AB Energy	ECOMAX 5	GN	526	665	0,386	0,488		
Jenbacher	312 C202	GN	526	664	0,386	0,487	70	90
Deutz Power Systems	TCG 2016 V12	BG	555	531	0,4	0,396	84	90
Deutz Power Systems	TCG 2016 V12	GN	600	556	0,408	0,391	84	90
AB Energy	ECOMAX6	GN	601	735	0,389	0,476		
Jenbacher	312 C02	GN	601	733	0,389	0,475	70	90
Ecogen	EG600	GN,BG,GPL,G	607	853	0,375	0,528	70/55	90/57
AB Energy	ECOMAX6 BIO	BG	625	660	0,4	0,422		
Caterpillar	G3512 LE	GN	725	919	0,363	0,46		
Caterpillar	G3512 LE	GN	725	956	0,355	0,469		
Deutz Power Systems	TCG 2016 V16	BG	740	705	0,403	0,397	84	90
Caterpillar	G3512 LE	BG	770	1296	0,316	0,532		
Caterpillar	G3512 LE	GN	770	901	0,372	0,435		
Caterpillar	G3512 LE	GN	770	932	0,364	0,441		
MTU	ME 8V 4000	GN	772	834	0,413	0,446	70	90
Deutz Power Systems	TCG 2016 V16	GN	800	753	0,411	0,4	84	90
AB Energy	ECOMAX8	GN	801	980	0,389	0,476		
Jenbacher	316 C02	GN	802	975	0,39	0,474	70	90
Ecogen	EG800	GN,BG,GPL,G	808	1149	0,374	0,532	70/55	90/57
AB Energy	ECOMAX8 BIO	BG	835	884	0,4	0,423		
AB Energy	ECOMAX9	GN	842	925	0,411	0,451		
Ecogen	EG950	GN,BG,GPL,G	930	1324	0,373	0,531	70/55	90/57
Caterpillar	G3516 LE	GN	975	1229	0,366	0,461		
Caterpillar	G3516 LE	GN	975	1243	0,362	0,462		
Waukesha	APG 1000	GN	1000	1278	0,416	0,532		
Caterpillar	G3516 LE	BG	1030	1378	0,318	0,2951389		
Caterpillar	G3516 LE	GN	1030	1201	0,373	0,435		
Caterpillar	G3516 LE	GN	1030	1247	0,367	0,445		
Deutz Power Systems	TCG 2020 V12	Gas	1050	1070	0,41	0,43	81	92
AB Energy	ECOMAX10 BIO	BG	1064	1043	0,408	0,4		
AB Energy	ECOMAX10	BG	1064	1239	0,398	0,464		
Jenbacher	320 C02	GN	1064	1247	0,398	0,467	70	90
Caterpillar	G3516 LE	GN	1100	1371	0,367	0,457		
Caterpillar	G3516B LE	BG	1105	1492	0,37	0,499		
AB Energy	ECOMAX11	GN	1130	1233	0,413	0,451		
Ecogen	EG1150	GN	1131	1315	0,414	0,481	70/40	90/45
Deutz Power Systems	TCG 2020 V12	Gas	1155	1278	0,403	0,458	80	92
MTU	ME 12V 4000	GN	1166	1260	0,413	0,446	70	90

Marca	Modello	Fuel	Pel kW	Pth kW	η_{el}	η_{th}	TH ₂ O in °C	TH ₂ O out °C
Deutz Power Systems	TCG 2020 V12	GN	1200	1158	0,43	0,426	80	92
Guascor	HGM 560	GN	1200	1235	0,412	0,424	55	90
AB Energy	ECOMAX13 BIO	GN	1244	1238	0,416	0,414		
Caterpillar	G3520B LE	GN	1355	1793	0,364	0,481		
Deutz Power Systems	TCG 2020 V16	BG	1400	1431	0,41	0,43	81	92
AB Energy	ECOMAX14 BIO	GN	1415	1368	0,421	0,407		
AB Energy	ECOMAX14	BG	1415	1541	0,414	0,451		
Ecogen	EG1400	BG	1415	1643	0,414	0,481	70/40	90/45
Jenbacher	420 A02	GN	1416	1599	0,411	0,464	70	90
Rolls-Royce	C25:33L6	GN,BG,GPL,G	1425		0,431			90
Caterpillar	G3520B LE	GN	1460	1731	0,376	0,445		
Caterpillar	G3524 LE	Liq	1475	1912	0,362	0,469		
Deutz Power Systems	TCG 2020 V16	GN	1540	1704	0,403	0,458	80	92
Caterpillar	G3524 LE	GN	1555	1864	0,368	0,441		
MTU	ME 16V 4000	GN	1562	1677	0,415	0,446	70	90
Caterpillar	G3516C LE	GN	1585	1804	0,391	0,445		
Deutz Power Systems	TCG 2020 V16	GN	1600	1584	0,425	0,432	80	92
Rolls-Royce	C25:33L6	GN	1710		0,422			90
Deutz Power Systems	TCG 2020 V20	GN	1750	1775	0,41	0,427	81	92
Jenbacher	612 E12	Liq	1820	1917	0,421	0,444	70	90
AB Energy	ECOMAX18	BG	1824	1917	0,422	0,444		
AB Energy	ECOMAX18HE	GN	1824	1756	0,439	0,423		
Ecogen	EG1800	GN	1824	1996	0,422	0,462	70/40	90/45
Rolls-Royce	C25:33L8	GN	1900		0,431			90
Caterpillar	G3532 LE	GN,BG,GPL,G	1975	2486	0,367	0,462		
Caterpillar	G3520C LE	Liq	2000	2456	0,376	0,462		
Caterpillar	G3520C LE	GN	2000	2241	0,396	0,444		
Caterpillar	G3520C LE	BG	2000	2134	0,398	0,425		
Deutz Power Systems	TCG 2020 V20	GN	2070	2023	0,428	0,43	80	92
Caterpillar	G3532 LE	GN	2080	2494	0,371	0,445		
Rolls-Royce	C25:33L9	GN	2160		0,43			90
Rolls-Royce	KVGB-12G4	GN	2165		0,453			90
Rolls-Royce	C25:33L8	Liq	2305		0,422			90
Rolls-Royce	KVGS-12G4.2	GN	2425		0,459			90
Jenbacher	616 E12	Liq	2430	2594	0,42	0,448	70	90
AB Energy	ECOMAX24	GN	2433	2600	0,42	0,449		
AB Energy	ECOMAX24HE	GN	2433	2335	0,44	0,422		
Ecogen	EG2400	GN	2433	2702	0,42	0,467	70/40	90/45
Rolls-Royce	C25:33L9	GN	2590		0,422			90
Jenbacher	620 E12	O.V.	3041	3174	0,425	0,444	70	90
AB Energy	ECOMAX30	Liq	3048	3167	0,426	0,443		
AB Energy	ECOMAX30HE	GN	3048	2919	0,441	0,422		
Rolls-Royce	KVGS-16G4.2	GN	3235		0,459			90
Rolls-Royce	KVGB-18G4	GN	3260		0,458			90
Rolls-Royce	KVGS-18G4.2	GN	3640		0,462			90
Rolls-Royce	B32:40L8	GN	3840		0,435			90

Marca	Modello	Fuel	Pel	Pth	η_{el}	η_{th}	TH ₂ O in	TH ₂ O out
			kW	kW			°C	°C
Rolls-Royce	B32:40L9	GN	4320		0,435			90
Rolls-Royce	B35:40 V12AG	Liq	4890		0,465			90
Rolls-Royce	B35:40 V12AG	Gas	5120		0,463			90
Rolls-Royce	B32:40V12	Liq	5760		0,435			90
GN: gas naturale; G: gasolio; GPL: gas di petrolio liquido; BG: biogas, OV: olio vegetale; Liq: combustibili liquidi								

4.1.2 Prestazioni in assetto cogenerativo e caratteristiche dell'energia termica disponibile

I fumi allo scarico di un MCI si trovano a temperature dell'ordine di 350÷450°C e contengono quindi elevate quantità di calore che possono essere recuperate.

Inoltre, il recupero termico è possibile anche dall'acqua di raffreddamento del motore che, utilizzata anche in pressione, asporta calore dalle camicie dei cilindri e si trova generalmente a temperature intorno ai 90 ÷ 100 °C; è possibile realizzare un terzo recupero termico sfruttando il calore asportato dall'olio di lubrificazione del motore (che può ad esempio venire raffreddato da un radiatore da 90 °C a 70 °C). Infine il calore può essere recuperato dall'intercooler (a temperature di 40 ÷ 50 °C) e dal raffreddamento del generatore elettrico. I coefficienti di utilizzo del combustibile che si riescono ad ottenere in condizioni di recupero totale del calore sono superiori all'80 %.

In termini quantitativi il calore recuperabile ad alta temperatura (dai fumi) è generalmente pari al 40 ÷ 50% del calore complessivamente recuperabile; in realtà, la quota parte di calore effettivamente recuperato dai fumi, dipende dalla particolare applicazione e può risultare inferiore a quello teoricamente recuperabile se il livello termico dell'utenza non è ottimale. La Fig. 4.5 mostra la ripartizione del calore recuperabile per un tipico motore alternativo, suddiviso in calore recuperato dai fumi, dall'acqua di raffreddamento, dall'olio di lubrificazione e dall'inter-cooler [4-7, 9].

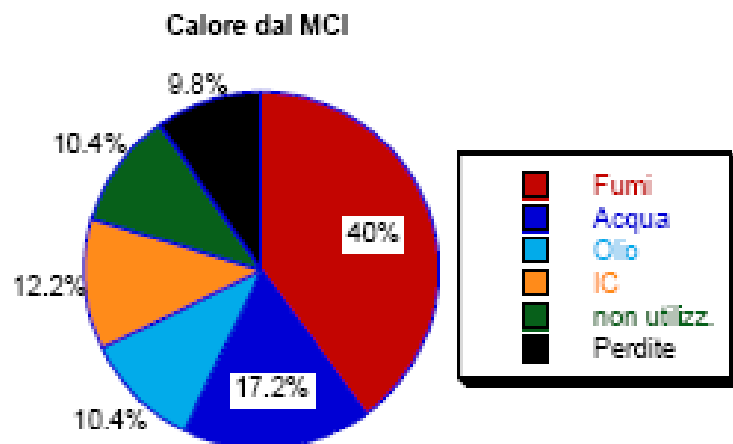


Figura 4.5: Ripartizione del calore scaricato all'esterno per un motore a combustione interna

4.1.3 Costi, affidabilità e manutenzione

Il costo d'installazione medio è dell'ordine di $700 \div 1000$ €/kW per i motori medio grandi (taglie da 100 kW a 10 MW) e di $1500 \div 2500$ €/kW per le taglie nel range $5 \div 100$ kW. Più in generale si può ritenere che l'andamento del costo specifico sia decrescente con la taglia d'impianto, secondo l'andamento riportato in Fig. 4.6.

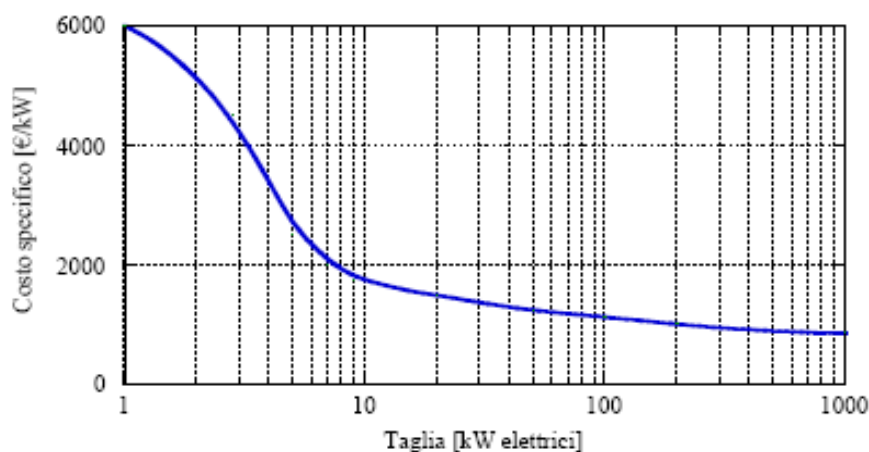


Figura 4.6: Costo specifico d'installazione per un motore a combustione interna in assetto cogenerativo

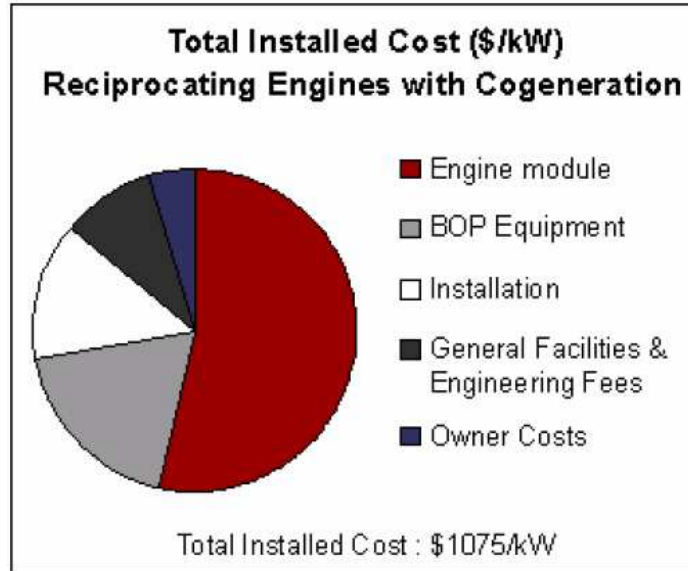


Figura 4.7: Ripartizione dei costi per un motore a combustione interna in assetto cogenerativo

Tra i principali svantaggi degli MCI ci sono i costi di manutenzione che costituiscono una delle principali voci di costo come si osserva dal diagramme di Fig. 4.7. Il motore alternativo a combustione interna è una macchina che richiede manutenzione ordinaria periodica principalmente per la sostituzione dell'olio, dei filtri e delle candele, per quanto riguarda i motori ad accensione comandata. I costi di manutenzione, seppur variabili in base al costruttore e al modello, in media si aggirano intorno ai 7÷10 €/kW, (in rapporto all'energia elettrica producibile si hanno valori dell'ordine di 8÷25 €/MWh, dove i valori minimi si riferiscono ai motori di taglia maggiore). I costi fissi di manutenzione rappresentano una voce di bilancio significativa se il numero di ore di funzionamento risulta esiguo.

Facendo riferimento al progetto Dabasi [8] sugli impianti cogenerativi sviluppato dal Prof. A. Piacentino, si riporta l'equazione di costo specifico desunta da un data base di macchine compilato in sede di sviluppo del progetto sopraccitato.

Per cui il costo specifico medio viene parametrizzato secondo l'equazione 4.1:

$$Z_{\text{comp}} = z_{0,\text{comp}} \cdot P_{\text{rated}}^{\alpha} \quad (4.1)$$

che nel caso dei motori alternativi è:

$$Z_{\text{CHP}}^{\text{rec}} = P_{\text{rated}} \times (3432,6 \times P_{\text{rated}}^{-0,222}) = 3432,6 \times P_{\text{rated}}^{0,778} \quad (4.2)$$

4.2 TURBINE A GAS DI TAGLIA MEDIO-PICCOLA (1÷10 MWE)

4.2.1 Descrizione della macchina

La turbina a gas è un sistema che converte l'energia chimica di un combustibile in energia meccanica operando secondo un ciclo aperto che si rifà al ciclo termodinamico Brayton.

La turbina a gas è costituita essenzialmente da un compressore accoppiato ad una turbina e da una camera di combustione situata tra questi due componenti, come mostrato schematicamente in Fig. 4.8.

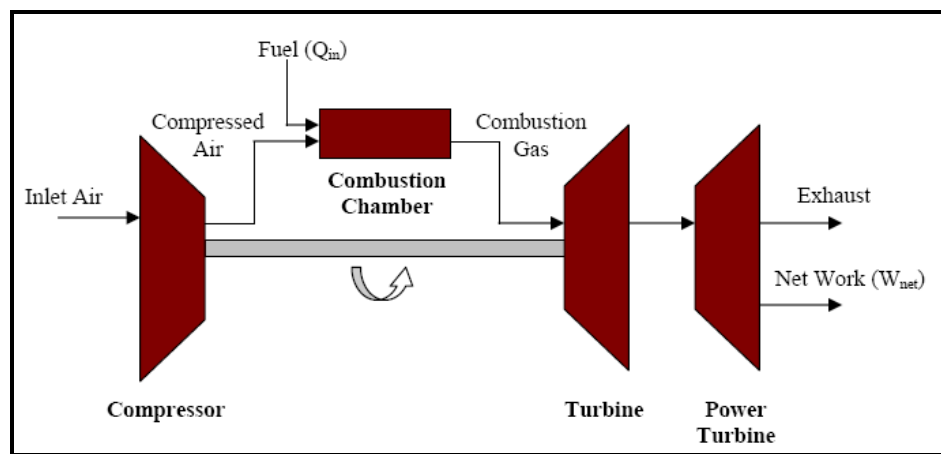


Figura 4.8: Rappresentazione schematica di una turbina a gas

L'aria viene aspirata dall'ambiente dal compressore, compressa e successivamente inviata in camera di combustione, dove viene effettuata la combustione in seno al combustibile. I gas di combustione ad alta temperatura e pressione espandono in turbina, fornendo sia lavoro meccanico all'albero di potenza, sia il lavoro meccanico necessario a trascinare il compressore. Aumentando la temperatura massima del ciclo termodinamico, rappresentata in una turbina a gas dalla temperatura dei gas all'uscita dalla camera di combustione e di ingresso in turbina (TIT), aumenta l'efficienza e il lavoro specifico del ciclo termodinamico. Il limite superiore a tale temperatura è imposto dalla capacità dei materiali utilizzati per le parti calde (acciaio, super leghe a base di nichel o cobalto e materiali ceramici) di resistere alle alte temperature.

Una panoramica sui valori delle temperature di ingresso in turbina (TIT) e dei rapporti di compressione (β) di alcuni modelli di turbine a gas presenti sul mercato è riportata in Fig. 4.9. Nella stessa figura sono anche riportate le curve che indicano le regioni a massimo

rendimento ed a massimo lavoro specifico. Infatti, come mostrato più in dettaglio in Fig. 4.10, il lavoro specifico e il rendimento sono funzione dei due parametri operativi quali la temperatura di ingresso in turbina (TIT) ed il rapporto di compressione (β).

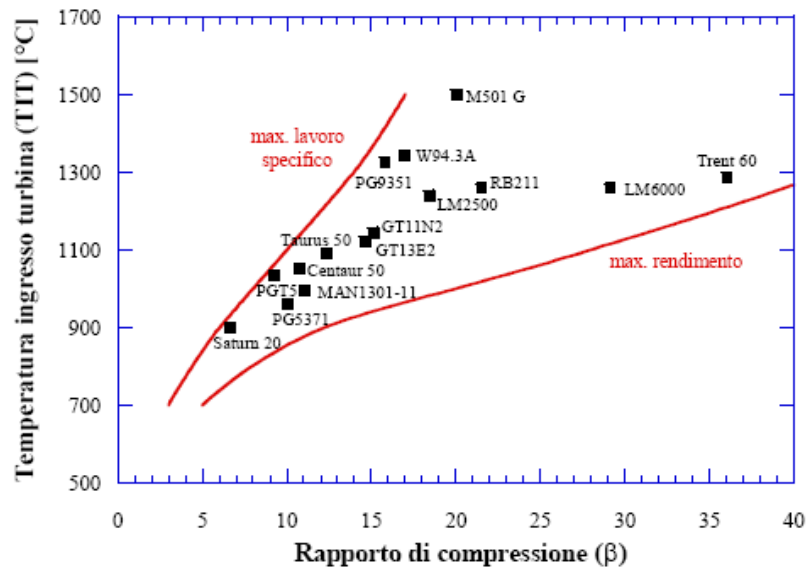


Figura 4.9: Rapporto di compressione e temperatura di ingresso in turbina di alcuni modelli di turbine a gas

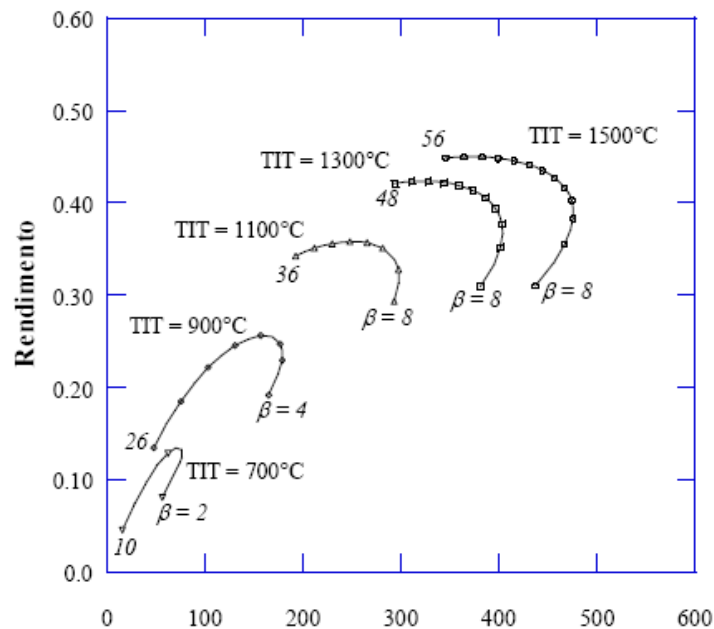


Figura 4.10: Andamento del lavoro specifico e del rendimento in funzione del rapporto di compressione (β) e della temperatura di ingresso in turbina (TIT)

Le prestazioni di una turbina a gas dipendono inoltre dalle condizioni ambientali e dal carico. In Fig. 4.11 sono riportati a titolo esemplificativo gli andamenti di potenza elettrica prodotta, potenza immessa con il combustibile, portata e temperatura dei gas all'uscita della turbina, in funzione della temperatura ambiente e del carico per la turbina a gas Siemens SGT-300. Hanno inoltre influenza sulle prestazioni della turbina a gas anche la pressione ambiente (se diminuisce, diminuisce la potenza prodotta), le cadute di pressione all'aspirazione ed allo scarico (se aumentano, diminuisce la potenza prodotta) e la tipologia/composizione del combustibile.

Tra i parametri ambientali (temperatura, pressione e umidità relativa dell'aria aspirata dalla macchina) quello che più influisce sulle prestazioni della turbina a gas è la temperatura dell'aria aspirata: all'aumentare della temperatura, a causa della minore densità dell'aria in aspirazione, si ha un decremento della potenza elettrica utile e, in misura meno marcata, del rendimento.

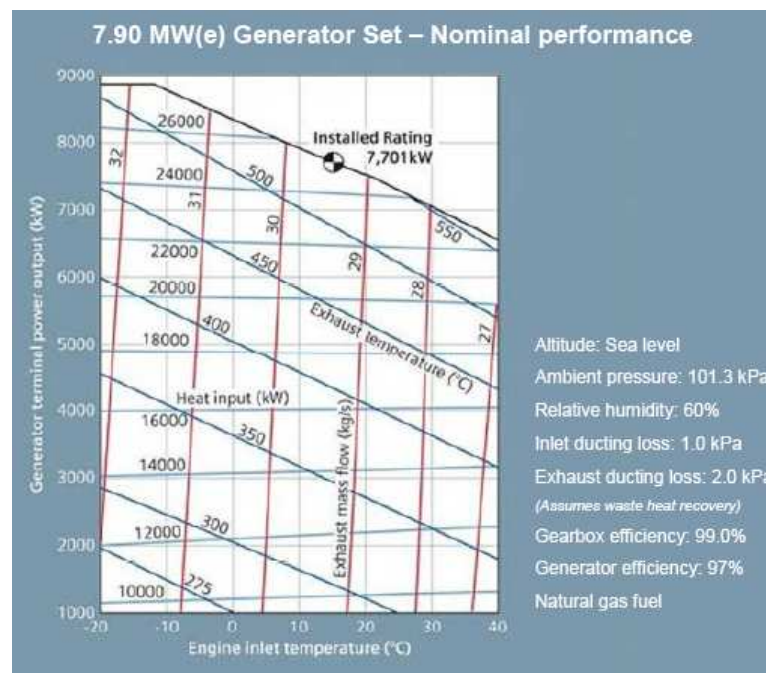


Figura 4.11: Andamento di potenza elettrica prodotta, potenza immessa con il combustibile, portata e temperatura dei gas all'uscita della turbina in funzione di temperatura ambiente e carico per la turbina a gas Siemens SGT-300

4.2.2 Prestazioni in assetto cogenerativo e caratteristiche dell'energia termica disponibile

L'elevata temperatura dei gas di scarico delle turbine a gas (in media superiori a 500 °C, arrivando in alcuni casi fino a circa 600°C), consente il recupero dell'energia termica mediante cessione di calore ad un fluido termovettore (vapore, acqua pressurizzata, olio diatermico) in una apposita caldaia a recupero, oppure per uso diretto del calore sensibile contenuto nei gas esausti. Il calore recuperato può essere sfruttato per produrre ulteriore energia elettrica negli impianti a ciclo combinato gas-vapore, oppure come calore utile per un processo industriale o per usi civili negli impianti di cogenerazione. In particolare, la temperatura dei gas combusti scaricati dalla macchina rende la turbina a gas in assetto cogenerativo estremamente interessante per le applicazioni industriali, in quanto è possibile generare vapore ad alta pressione o disporre di gas caldi da impiegare in forni o dispositivi di essiccazione.

Uno schema di una turbina a gas cogenerativa con caldaia a recupero per la produzione di vapore (HRSG) è riportato in Fig. 4.12. L'operazione di recupero termico avviene a valle della macchina, sui gas caldi scaricati dalla turbina e destinati ad essere immessi in atmosfera. Questa operazione influenza quindi, in modo quasi trascurabile, le prestazioni della turbina a gas, in quanto l'unica variazione introdotta rispetto all'assetto non cogenerativo è la variazione della perdita di carico allo scarico della macchina, dovuta all'inserimento del sistema di recupero termico.

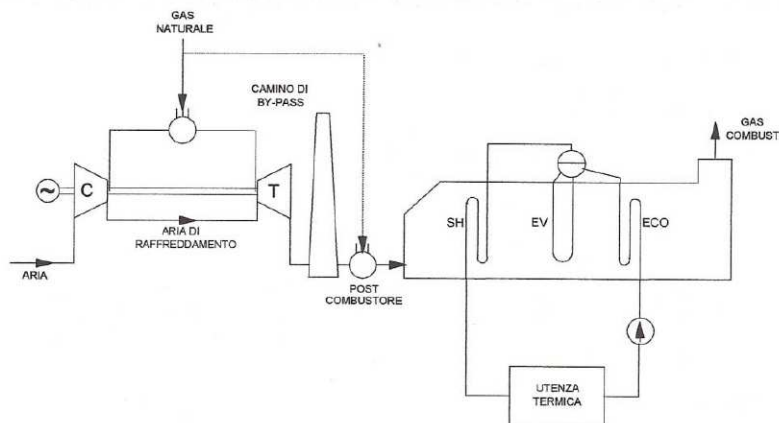


Figura 4.12: Schema di un impianto con turbina a gas con recupero di calore mediante produzione di vapore

Gli impianti cogenerativi con turbina a gas, oltre ad essere uno dei sistemi che consentono di disporre di calore alle temperature più elevate, permettono, mediante l'introduzione di opportuni dispositivi esterni alla macchina, di regolare con facilità la potenza termica destinata al sistema di recupero termico, risultando così molto flessibili rispetto all'andamento temporale dei carichi termici. La regolazione può avvenire secondo due modalità (Fig. 4.13):

- regolazione della turbina a gas;
- regolazione del recupero di calore con operazioni che coinvolgono il sistema di recupero termico (ad esempio introducendo un sistema di by-pass e/o di postcombustione).

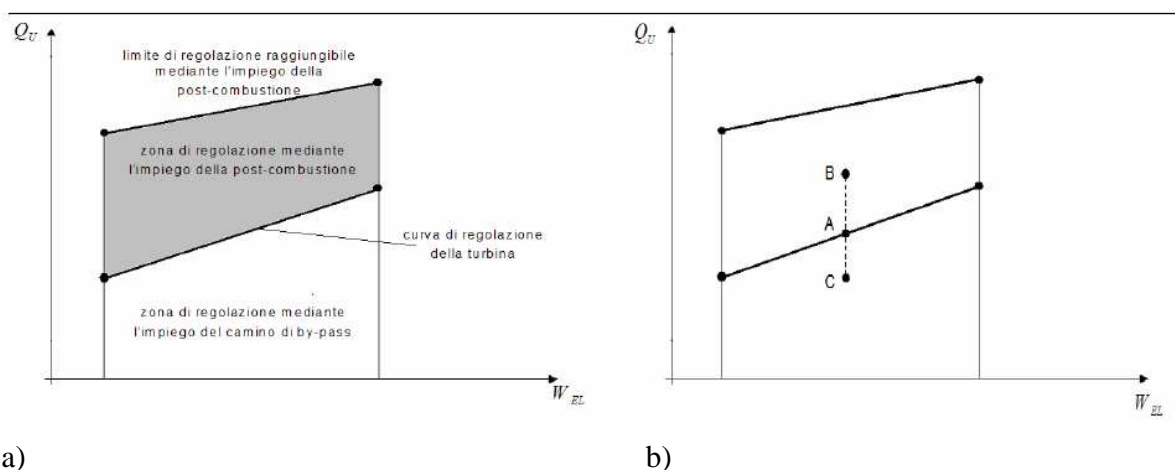


Figura 4.13: a): Piano di funzionamento caratteristico di una turbina a gas a ciclo semplice con cammino di by-pass e sistema di post-combustione b): Regolazione del carico termico mediante cammino di by-pass (punto C) e post-combustore (punto B) indipendentemente dalla potenza elettrica erogata dalla macchina (punto A)

La regolazione della turbina a gas viene attuata mediante diversi interventi che permettono di variare i parametri di funzionamento caratteristici della macchina, penalizzando il meno possibile le prestazioni del sistema in termini di efficienza. Gli interventi di regolazione usualmente utilizzati in modo accoppiato sono:

- regolazione della portata d'aria aspirata dal compressore mediante la rotazione delle IGV (Inlet Guide Vanes: palettature statoriche a calettamento variabile dei primi stadi del compressore);
- regolazione della portata di combustibile per mantenere invariata la temperatura di ingresso in turbina (TIT).

Gli interventi di regolazione sul sistema di recupero termico consentono di disaccoppiare il funzionamento della turbina da quello della sezione di recupero termico. Infatti, introducendo un camino di by-pass a monte del sistema di recupero termico è possibile limitare il calore fornito all'utenza senza intervenire sulla turbina a gas (punto C in Fig. 4.13.b). Tale camino consente di scaricare parte dei gas combusti direttamente in atmosfera senza farli transitare attraverso il sistema di recupero termico stesso.

Analogamente, introducendo un meccanismo di post-combustione all'ingresso del sistema di recupero termico, è possibile aumentare la temperatura dei gas combusti in ingresso, aumentando così il calore messo a disposizione dell'utenza termica, senza influenzare le prestazioni della turbina a gas (punto B in Fig. 4.13.b).

Entrambe queste modalità di regolazione non sono efficienti da un punto di vista termodinamico. Nel primo caso, si disperde direttamente nell'ambiente del calore che non viene utilizzato, nel secondo si brucia un combustibile pregiato (tipicamente gas naturale disponibile per alimentare il combustore della turbina a gas) per generare calore in modo diretto. Queste tipologie di interventi di regolazione, sebbene non siano efficienti dal punto di vista strettamente energetico, conferiscono al sistema cogenerativo una grande flessibilità di funzionamento, in quanto consentono, fissato il carico elettrico, di soddisfare l'intero campo di carichi termici compatibili con i limiti fisici del sistema.

La Fig. 4.14 riporta i valori di rendimento elettrico e termico delle turbine a gas di taglia compresa tra 1 e 10 MWe, disponibili in commercio, ed i limiti individuati dalla delibera 42/02 dell'AEEG e successive modifiche. Il rendimento termico è stato valutato supponendo di raffreddare i gas esausti scaricati dalla turbina fino ad una temperatura compresa tra i 120 e i 100°C. Le curve limite dell'IRE sono ottenute sotto le seguenti ipotesi: alimentazione a gas naturale, connessione in media tensione (sia nel caso di autoconsumo, sia nel caso di immissione in rete dell'energia elettrica prodotta), utilizzo dell'energia termica in ambito industriale.

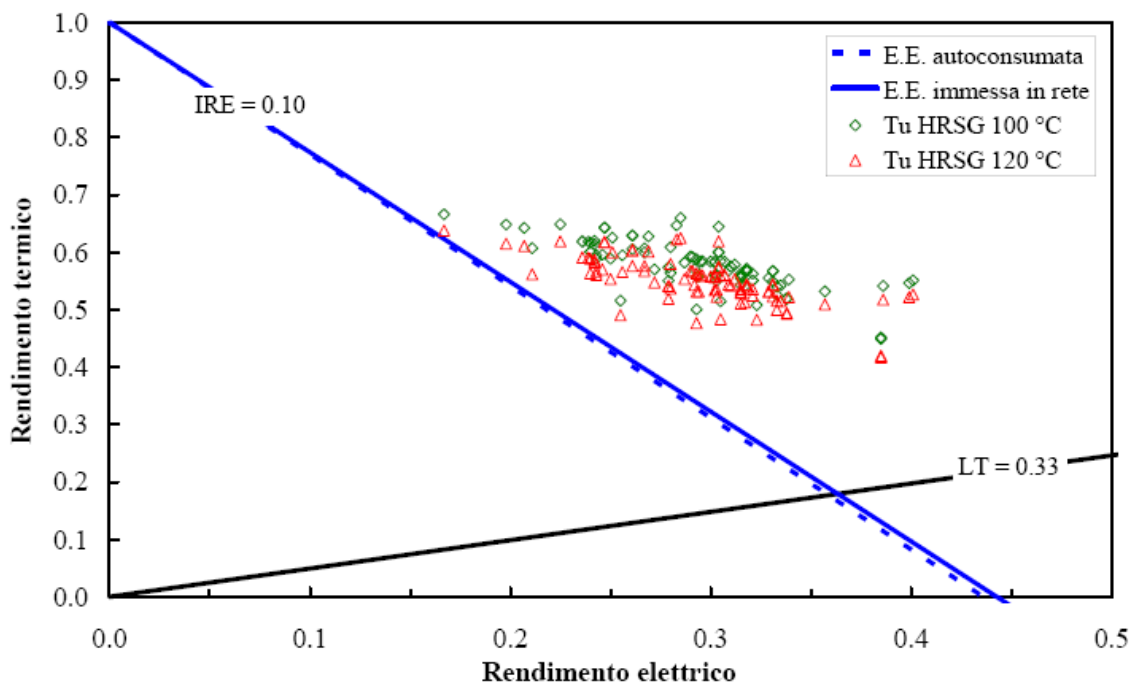


Figura 4.14: Posizionamento delle turbine a gas di taglia 1-10 MWe in commercio rispetto alla normativa italiana sulla cogenerazione.

4.2.3 Affidabilità, costi di manutenzione e di impianto

Le turbine a gas presentano un'elevata affidabilità, con intervalli per gli interventi di manutenzione programmata, generalmente dell'ordine dell'anno per le turbine a gas di tipo heavy-duty.

I costi di manutenzione "full service" vanno da circa 4 Euro/MWh per le taglie più grandi a valori dell'ordine dei 7 Euro/MWh per le taglie di qualche MWe (Fig. 4.15).

Il costo medio di un impianto di cogenerazione con turbogas chiavi in mano, può variare fra i 500 e i 1800 € per kWe installato. Esso risulta più elevato per impianti di taglia inferiore ai 3 MWe, per le quali diventa rilevante l'incidenza dei costi dei vari componenti dell'impianto.

Per valutare l'incidenza del costo del turbogas rispetto al costo dell'intero impianto, si può fare riferimento alla Fig. 4.16, in cui il costo di impianto include i costi per il generatore di vapore a recupero, il compressore del gas naturale, l'impiantistica elettrica, il servizio di gestione del cantiere e di commissioning. Si osserva come il costo specifico (espresso in €/kW) diminuisca all'aumentare della taglia, ma tale diminuzione risulta più marcata per il costo di impianto. Nel caso in cui il generatore di vapore a recupero debba essere dotato di sistema di post-firing bisogna considerare dei costi aggiuntivi di impianto (dal 5 % al 25 % del

costo di impianto, a seconda della tipologia e delle potenzialità del sistema di postfiring) e per il personale (cinque fuochisti per un costo di circa 250000 €/anno.)

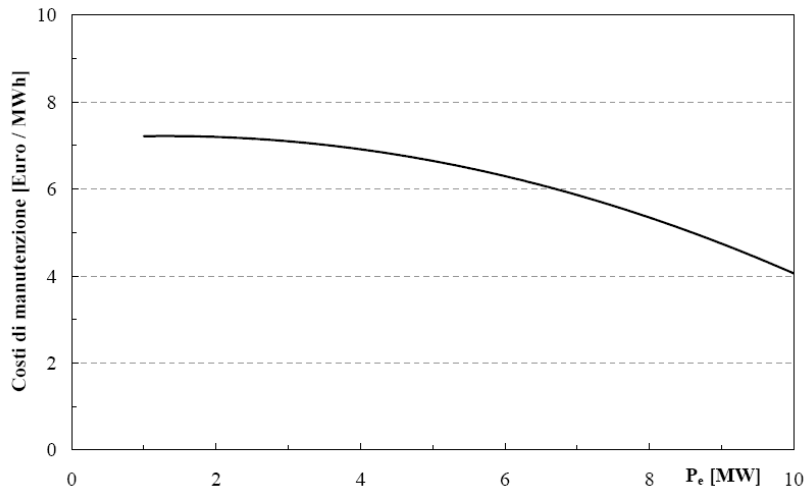


Figura 4.15: Costi di manutenzione "full service" [10]

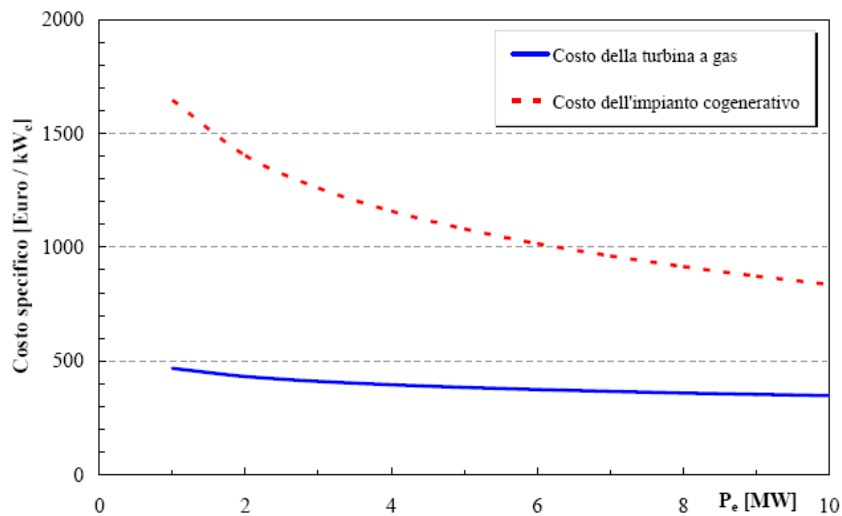


Figura 4.16 : Confronto fra costo della singola turbina a gas e costo dell'impianto cogenerativo

Nella tabella seguente vengono riportati i dati desunti dalla raccolta di dati forniti dalle case costruttrici in cui vengono riportati i costi delle turbine a gas ed il costo specifico associato alla produzione unitaria (espressa in kW).

Tabella 4.2: Database delle turbine a gas reperite sul mercato.

Output (kW)	\$ in Millions	Manufacturer	Model	Rpm	Heat Rate	\$/KW	€/ KW
1080	0,80	SOLAR	SATURN	22120	14685	740,74	814,81
1086	0,90	TURBOMECA	M	22000	13125	828,73	911,60
1575	1,10	RUSTON	HURRICANE	27245	13820	698,41	768,25
3725	1,80	ALLISON	501KB5	14250	12317	483,22	531,54
3740	2,10	ALLISON	501KH	14600	12363	561,50	617,65
3830	1,70	RUSTON	TB5000	7950	13450	443,86	488,25
3880	1,90	GE	LM500	7000	11430	489,69	538,66
3880	1,70	SOLAR	CENTAUR	14950	12250	438,14	481,95
3945	2,00	RUSTON	TYPHOON	16570	11360	506,97	557,67
4200	2,00	DRESSER	DC990	7200	11820	476,19	523,81
4370	1,90	SOLAR	TAURUS	14950	12250	434,78	478,26
4550	2,10	RUSTON	TYPHOON	17380	11350	461,54	507,69
4610	2,60	ALLISON	570KA	11500	12225	563,99	620,39
5590	2,80	ALLISON	571KA	11500	10650	500,89	550,98
6215	2,90	RUSTON	TORNADO	11085	11340	466,61	513,27
8840	4,30	SOLAR	MARS	8568	10975	486,43	535,07
9980	5,20	NUOVO PIGNONE	PGT10	7900	10500	521,04	573,14
10000	4,60	SOLAR	MARS	9000	10550	460,00	506,00
11630	5,70	RR	SPEY SK15	5220	10510	490,11	539,12
12650	5,90	mitsui	SB60	5680	11460	466,40	513,04
12835	5,80	MITSUBISHI	MF111A	9660	11175	451,89	497,08
13430	6,90	GE	LM1600	7000	9560	513,78	565,16
14610	4,80	RR	AVON	5500	11885	328,54	361,39
14845	6,20	MITSUBISHI	MF111B	9660	10895	417,65	459,42
16360	8,00	ABB	GT35	3600	10600	489,00	537,90
19700	10,30	GE	LM2500PH	3600	9630	522,84	575,12
20260	5,70	GE	5271RA	5100	12800	281,34	309,47
21800	9,50	ABB	GT10	7700	10405	435,78	479,36
22216	9,50	GE	LM2500	3600	9404	427,62	470,38
24630	10,10	ABB	GT10	7700	9965	410,07	451,08
25250	11,10	RR	RB211	4800	9550	439,60	483,56
25600	11,00	TP&M	FT8	3600	8875	429,69	472,66
26785	7,50	GE	5371PA	5100	11730	280,01	308,01
27240	11,50	RR	RB211	4800	9575	422,17	464,39
28337	7,70	GE	M5382C	4670	11667	271,73	298,90
29810	5,70	TP&M	FT4C-3F	3600	10875	191,21	210,33
33350	13,60	GE	LM5000PD	3600	9390	407,80	448,58
33700	13,80	GE	LM5000PC	3600	9350	409,50	450,45
39325	10,50	GE	6541B	5100	10560	267,01	293,71
40410	12,60	GE	LM6 50HZ	3600	8850	311,80	342,98
41020	12,10	GE	LM6000PA	3600	8720	294,98	324,48
42300	11,00	WESTINGHOUSE	251 B10A	5420	10600	260,05	286,06
46300	14,70	GE	LM5-ST80	3600	8170	317,49	349,24
47660	13,00	WESTINGHOUSE	251 B12	5400	10420	272,77	300,05
48500	15,60	ABB	GT8	6300	10750	321,65	353,82
49200	14,00	WESTINGHOUSE	251 B12A	5400	10440	284,55	313,01

Output (kW)	\$ in Millions	Manufacturer	Model	Rpm	Heat Rate	\$/KW	€/ KW
51500	15,03	GE	LM5-ST120	3600	7885	297,09	326,80
52600	16,00	ABB	GT8C	6200	9980	304,18	334,60
60650	18,50	KWU	V64.3	5400	9705	305,03	335,53
71750	18,50	GE	6101FA	5100	9740	257,84	283,62
81600	20,50	ABB	GT11N	3600	10700	251,23	276,35
83880	20,50	ABB	GT11N	3600	10370	244,40	268,84
84920	19,30	GE	7111EA	3600	10212	227,27	250,00
100500	22,50	ABB	GT13D2	3000	10600	223,88	246,27
103200	23,50	KWU	V84.2	3600	10220	227,71	250,48
106200	23,30	KWU	V84.2	3600	10124	219,40	241,34
106800	22,10	WESTINGHOUSE	501 D5	3600	10100	206,93	227,62
109200	24,50	ABB	GT11N2	3600	10030	224,36	246,80
109350	23,00	WESTINGHOUSE	501 D5	3600	10010	210,33	231,36
119355	23,80	GE	9161E	3000	10105	199,41	219,35
121300	25,00	WESTINGHOUSE	501 D5	3600	9890	206,10	226,71
125940	24,50	GE	9171E	3000	9890	194,54	213,99
126200	28,80	GE	7171EF	3600	9990	228,21	251,03
133750	26,50	WESTINGHOUSE	701D5	3000	9960	198,13	217,94
138520	27,50	WESTINGHOUSE	701DA	3000	10040	198,53	218,38
139000	33,00	KWU	V84.3	3600	9560	237,41	261,15
148000	31,00	ABB	GT13E	3000	9855	209,46	230,41
148800	30,20	KWU	V94.2	3000	10210	202,96	223,26
151300	30,40	GE	7191F	3600	9625	200,93	221,02
152700	34,50	KWU	V84.3	3600	9450	225,93	248,52
154000	30,20	KWU	V94.2	3000	10065	196,10	215,71
161650	34,00	GE	7221FA	3600	9243	210,33	231,36
163530	34,50	WESTINGHOUSE	501F	3600	9470	210,97	232,07
164300	36,00	ABB	GT13E2	3000	9560	219,11	241,02
173680	32,20	GE	9231EC	3000	9435	185,40	203,94
200360	41,00	KWU	V94.3	3000	9550	204,63	225,09
214000	42,00	GE	9301F	3000	9700	196,26	215,89
217870	30,90	GE	9281F	3000	9625	183,14	201,45
219000	45,00	KWU	V94.3	3000	9450	205,48	226,03
228195	45,00	GE	9311FA	3000	9360	197,20	216,92
235720	47,00	WESTINGHOUSE	701F	3000	9280	199,39	219,33

Diagrammando il costo specifico del componente per motori di taglie comprese tra i ne risulta un'andamento rappresentato in Fig. 4.17.

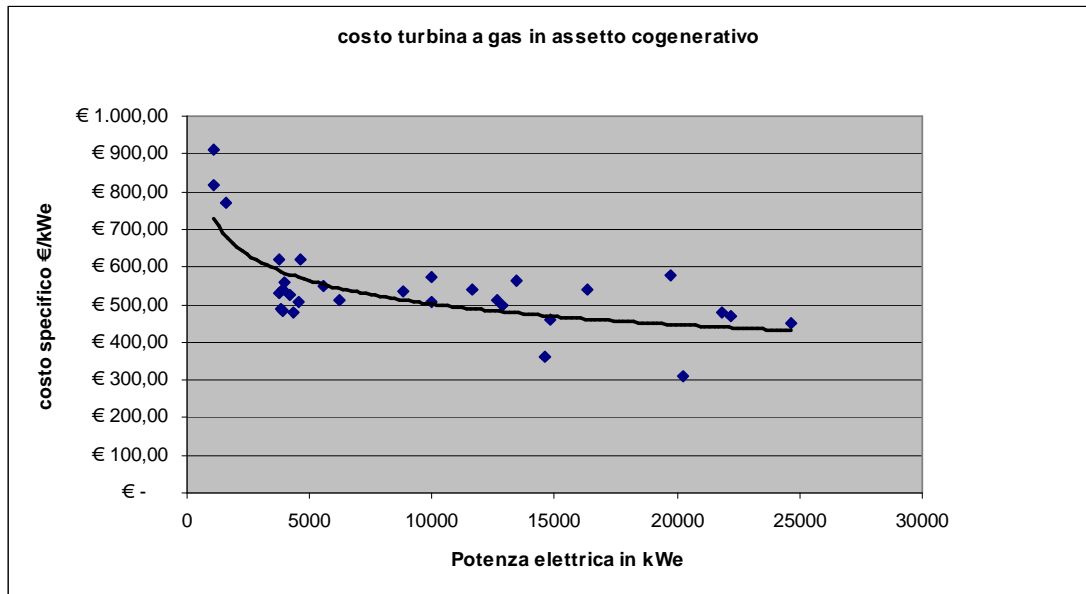


Figura 4.17: Andamento del costo specifico per una turbina a gas

Parametrizzando il costo specifico medio secondo l'equazione 4.1 l'equazione di costo per motori turbogas risulta:

$$Z = 2334.2 \cdot (P_{\text{rated}})^{-0.167} \quad (4.3)$$

4.3 LA MACCHINA FRIGORIFERA AD ASSORBIMENTO

4.3.1 Principio di funzionamento

Le macchine ad assorbimento sono unità frigorifere che sfruttano la solubilità e l'elevata affinità di due sostanze, di cui una funge da refrigerante e l'altra da assorbente, per realizzare un ciclo frigorifero in cui l'introduzione di energia avviene principalmente sotto forma di calore. Il principio è quello di fare avvenire la compressione del fluido frigorifero, anziché in fase vapore, come avviene in una normale macchina frigorifera, solo dopo che questo è entrato in soluzione con un liquido (il solvente), in modo tale da comprimere una miscela liquida, operazione che richiede assai meno energia meccanica (e quindi elettrica) rispetto a quella richiesta per la compressione di un gas.

Il ciclo frigorifero ad assorbimento, schematizzato in Fig. 4.18, opera con tre sorgenti termiche: la sorgente fredda si trova alla temperatura più bassa e rappresenta l'ambiente da raffreddare (evaporatore); il pozzo caldo, a cui viene scaricato il calore, è l'ambiente esterno e si trova a temperatura intermedia (condensatore); infine vi è il calore che deve essere fornito a temperatura più elevata per fare avvenire il ciclo, e che viene fornito al generatore.

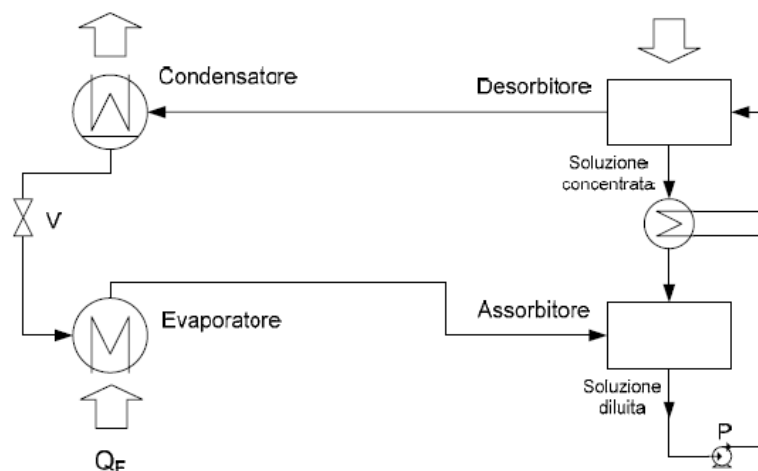


Figura 4.18: Impianto schematico di un frigorifero ad assorbimento

Nell'evaporatore il fluido frigorifero, che si trova a bassa pressione, viene fatto evaporare sottraendo calore all'ambiente che si desidera raffreddare. Nell'assorbitore il fluido frigorifero

viene assorbito dal solvente; tale processo genera calore che deve dunque essere smaltito esternamente mediante un circuito di raffreddamento dedicato. La soluzione così ottenuta mediante una pompa viene portata ad un livello di pressione più elevato; la pompa è l'unico elemento che richiede energia elettrica in una macchina ad assorbimento, e la quota di energia richiesta è solitamente dell'ordine di qualche punto percentuale dell'energia termica richiesta dalla macchina.

La miscela ad elevata pressione raggiunge il generatore in cui può avvenire la separazione tra solvente e fluido frigorifero. Tale processo avviene a spese di energia termica che può essere fornita direttamente da una combustione o derivante dai cascami termici di un altro impianto quali ad esempio un motore a combustione interna o una turbina a gas. Tramite una valvola di espansione il solvente viene riportato alla pressione che vige nell'assorbitore e riprende il suo ciclo mentre il fluido frigorifero viene raffreddato e condensato cedendo calore all'ambiente esterno tramite uno scambiatore di calore (condensatore). La cessione di calore all'esterno avviene, nella macchine ad assorbimento più grandi, mediante sistemi complessi, quali ad esempio torri di raffreddamento evaporative, al fine di mantenere una temperatura quanto più bassa possibile nel condensatore ed aumentare le prestazioni del sistema.

Il fluido frigorifero raffreddato, ma ancora ad elevata pressione, è infine riportato al livello iniziale di pressione per mezzo di una valvola di laminazione, proprio come accade in un sistema frigorifero tradizionale, in modo tale da riprendere il ciclo nell'evaporatore.

Un ciclo ad assorbimento è sempre realizzato dunque mediante una coppia di fluidi, un refrigerante ed un solvente.

Le coppie maggiormente utilizzate sono:

- Acqua (refrigerante)/Bromuro di Litio (solvente). Questa coppia è ampiamente usata per applicazioni di condizionamento dell'aria, dove non sono necessarie temperature sotto 0 C°.
- Ammoniaca (refrigerante)/Acqua (solvente). Questa coppia, conosciuta ed utilizzata da lungo tempo, richiede però uno schema di impianto più complesso con la presenza di una colonna di distillazione (denominata anche "rettificatore") per la separazione del vapore di ammoniaca dal vapore d'acqua. La coppia Ammoniaca/Acqua, è maggiormente impiegata nelle applicazioni di refrigerazione con basse temperature di evaporazione, fino a 60 C° sotto zero.

Una variante ulteriore è costituita dall'impianto ad assorbimento a doppio effetto, che differisce dall'impianto a semplice effetto sopra descritto essenzialmente per la presenza di

due desorbitori posti in cascata (Fig. 4.19): l'impianto a doppio effetto utilizza nel desorbitore che funziona a temperatura inferiore il calore reso disponibile al condensatore di livello termico superiore. In genere l'impianto a doppio stadio viene alimentato da una sorgente termica esterna (eventuale calore di scarto di un motore cogenerativo soprastante) a temperatura maggiore (maggiore di 150-200°C) rispetto al caso a semplice effetto (dove le temperature di alimentazione sono tra 60°C e 130°C). Sono stati ipotizzati anche impianti a triplo effetto che potrebbero funzionare con temperature di alimentazione tra 160°C e 300°C, fornendo prestazioni superiori.

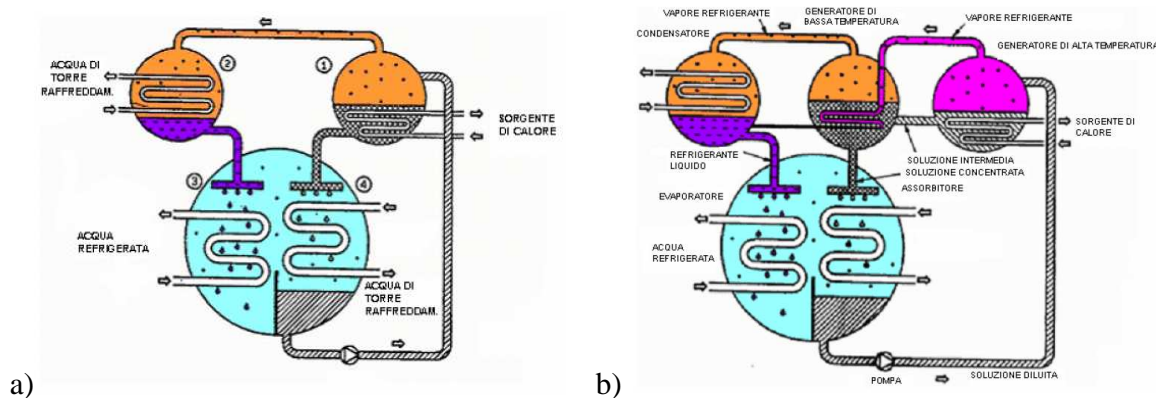


Figura 4.19: a) Schema di un ciclo a singolo effetto b) Schema di un ciclo a doppio effetto

Assorbitore a Bromuro di Litio ad acqua calda a singolo stadio

Le unità frigorifere ad assorbimento, alimentati ad acqua calda con ciclo a singolo effetto, utilizzano l'acqua calda come fonte di energia primaria, la soluzione di Bromuro di Litio come assorbente e l'acqua come refrigerante. Questo tipo di assorbitori trova largo impiego in applicazioni civili e industriali, dove vi è disponibilità di acqua calda o di acqua calda di scarto, ovvero già utilizzata nei processi produttivi o proveniente da impianti industriali; per questo motivo differiscono dai chiller tradizionali per il limitatissimo consumo di energia elettrica.

Il gruppo frigorifero ad assorbimento, alimentato ad acqua calda con ciclo frigorifero a singolo stadio (Fig. 4.20), utilizza il Bromuro di Litio, in soluzione acquosa, come sostanza assorbente e l'acqua come fluido refrigerante. Mediante la quasi totale estrazione dell'aria, realizzato con l'impiego di una pompa dedicata, si porta il frigorifero in condizioni di vuoto.

La bassa pressione così ottenuta consente di avere le condizioni necessarie affinché si verifichi l'ebollizione dell'acqua ad una bassa temperatura.

Il vapore refrigerante ottenuto migra dalla sezione evaporante a quella assorbente per effetto della differenza di pressione che esiste fra la soluzione di Bromuro di Litio e l'acqua refrigerante. La soluzione concentrata di bromuro di litio, grazie alle sue proprietà igroscopiche, esercita una forte azione assorbente nei confronti del vapore, ed è distribuita opportunamente e in modo uniforme sul fascio tubiero all'interno dell'assorbitore. Il processo di assorbimento permette la continua evaporazione del fluido refrigerante immesso nell'evaporatore, consentendo così di continuare l'effetto raffreddante sul circuito esterno.

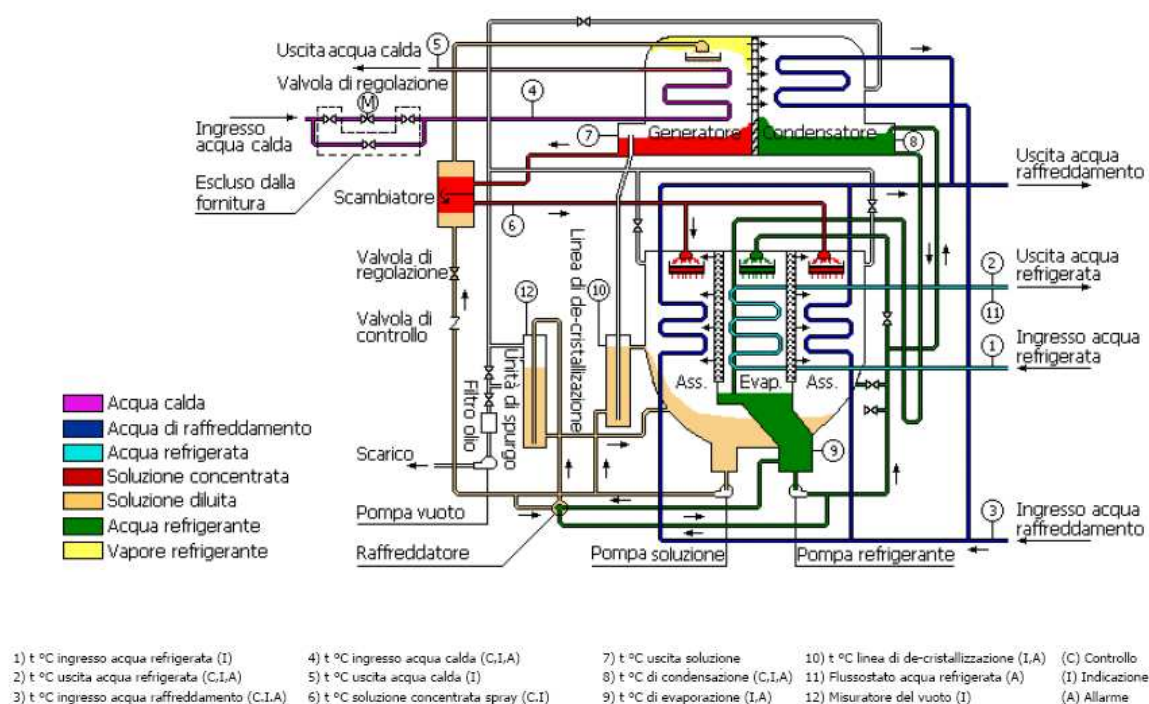


Figura 4.20: Schema di un frigorifero ad assorbimento, alimentato ad acqua calda con ciclo frigorifero a singolo stadio

Negli assorbitori alimentati ad acqua calda, con ciclo a singolo stadio, la soluzione diluita, prima di fluire nel generatore di alta pressione, passa attraverso uno scambiatore di calore dove viene recuperata l'energia termica dalla soluzione concentrata.

L'alta temperatura e il calore prodotto all'interno del generatore consentono il riscaldamento della soluzione diluita, con sviluppo di una grande quantità di vapore, e l'aumento del livello

di concentrazione della soluzione stessa. Il vapore refrigerante generato migra nel condensatore dove, a causa dell'acqua di raffreddamento, si condensa in acqua refrigerante.

L'acqua condensata entra nell'evaporatore attraverso il tubo ad U come elemento refrigerante per il processo di raffreddamento.

La soluzione concentrata, passando da uno scambiatore di calore, viene irrorata direttamente sui tubi della sezione assorbente. Il vapore refrigerante viene assorbito dalla soluzione che passa da "concentrata" a "diluata" mentre il calore generato viene trasmesso all'acqua di raffreddamento circolante nei tubi dell'assorbitore.

Il ciclo frigorifero si realizza mediante due cicli distinti che avvengono contemporaneamente e ripetutamente: il ciclo della soluzione, nel quale la soluzione cambia da concentrata a diluita e viceversa, e il ciclo dell'acqua refrigerante dove avviene il cambiamento di stato del refrigerante da vapore a liquido e viceversa.

Lo scambiatore di calore permette di trasferire il calore da una soluzione ad alta temperatura ad una a bassa temperatura mentre nello scambiatore di condensa il calore viene scambiato tra la soluzione concentrata e la soluzione diluita.

L'impiego appropriato degli scambiatori di calore consente di ridurre il consumo di calore nel generatore e di abbassare la temperatura della soluzione concentrata. Di conseguenza viene minimizzato il carico termico dell'acqua di raffreddamento e incrementata l'efficienza della macchina.

Nella tabella 4.3 vengono riportati i parametri tecnici caratteristici di diversi assorbitori a singolo stadio alimentato ad acqua della ditta Tecneuropa per un range di potenza della macchina compreso tra 350 e 4650 kW.

Tabella 4.3: Parametri tecnici caratteristici di diversi assorbitori a singolo stadio alimentato ad acqua della ditta Tecneuropa

Parametri tecnici

◆ Parametri tecnici Assorbitore a singolo stadio alimentato ad acqua

Modello		H5A	99H2	165H2	265H2	331H2	413H2	496H2	579H2	664H2	744H2	827H2	992H2	1157H2	1323H2
Capacità Frigorifera		KW	350	580	930	1160	1450	1790	2040	2330	2620	2910	3490	4070	4650
		10 ⁴ kcal/h	30	50	80	100	125	150	175	200	225	250	300	350	400
		USRT	99	165	265	331	413	496	579	664	744	827	992	1157	1323
Acqua refrigerata	Temp. In/out	°C	15--10												
	Portata	m ³ /h	60	100	160	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800
	Perdita di carico	mH ₂ O	6	6	9	9	11	11	6	7	7	8	8	8	11
	Diametro connessioni (DN)	mm	100	125	150	150	200	200	200	250	250	250	300	300	350
	Acqua di raffreddamento	Temp. In/out	°C	32--38											
Portata		m ³ /h	112	187	298	373	466	560	653	746	839	933	1119	1306	1492
Perdita di carico		mH ₂ O	6	10	5	5	6	6	7	8	8	11	11	11	13
Diametro connessioni (DN)		mm	125	150	200	250	250	250	300	300	300	350	400	400	400
Acqua calda		Temp. In/out	°C	95--85											
	Consumo	ton/h	37	61,7	98,8	123,5	154,3	185,2	216,1	246,9	277,8	308,7	370,4	432,1	493,8
	Perdita di carico	mH ₂ O	6	5	6	6	7	7	5	6	6	7	7	7	8
	Diametro connessioni (DN)	mm	80	100	125	150	150	200	200	200	200	200	250	250	250
	Diametro connessione valvola (DN)	mm	65	80	125	125	150	150	150	200	200	200	250	250	250
Dati elettrici	Alimentazione elettrica	V	3Ø380VAC/50Hz												
	Corrente totale	A	8	10	20,3	20,8	21,8	22,8	22,8	22,8	28,6	28,6	33	36,6	37,6
	Assorbimento elettrico	KW	3,8	4,1	5,8	7	7,2	7,5	7,5	7,5	9	9	9,5	12	12,5
Livello di pressione sonora a 1 m dall'unità in campo libero		dB(A)	<80												
Dimensioni	Lunghezza	mm	3870	3858	4420	4535	5078	5080	5545	5945	5945	6656	6815	6815	7445
	Larghezza		1506	1668	1784	1983	2098	2126	2326	2392	2482	2515	2780	3063	3134
	Altezza		2239	2541	2701	2860	2860	3080	3195	3315	3470	3510	3700	4005	4005
Peso di spedizione		t	6,4	7,8	10,4	11,6	13,4	14,8	17,4	19,5	22,6	26,5	30,8	35,6	41,5
Peso in funzione			7,6	9,7	13,9	15,8	18	20,3	24,2	27,9	31,8	35,3	41,6	49	59

Note:

- (1) Il valore minimo della temperatura d'uscita dell'acqua refrigerata è di 5°C.
- (2) La capacità frigorifera può essere modulata in un campo compreso fra 20~100%. Il valore della portata dell'acqua refrigerata può essere fatto variare in un campo compreso fra 60~120%.
- (3) Il fattore di sporcamento degli scambiatori dell'acqua refrigerata e dell'acqua di raffreddamento è 0,086m²K/Kw (0,0001m² • h • °C/kcal).
- (4) La pressione nominale degli scambiatori è di 0,8 MPa per le versioni standard e di 1,6 MPa per i modelli realizzati per alta pressione.
- (5) Le unità sono trasportate su rack di 180mm di altezza per i modelli fino alla grandezza H5A-496H2. Dalla grandezza H5A-579H2 l'altezza del rack risulta incrementata di 60mm.
- (6) Il peso di spedizione dell'unità include il peso del rack di trasporto ma non quello della soluzione. La soluzione necessaria è caricata nell'assorbitore per effettuare i test di prova presso la Shuangliang. Il chiller deve essere maneggiato con cura in quanto il 60% della soluzione caricata rimane all'interno del chiller stesso mentre la parte restante viene scaricata.

Assorbitore ad “acqua calda a doppio stadio”

Le unità frigorifere ad assorbimento a Bromuro di Litio, alimentati ad acqua calda con sistema a doppio stadio (Fig. 4.21), trovano grande applicazione nei processi industriali, negli impianti di refrigerazione, nei sistemi di cogenerazione e nell’impiantistica del condizionamento dell’aria.

Le macchine frigorifere ad assorbimento a doppio stadio impiegano essenzialmente acqua calda (surriscaldata) come fonte di energia primaria, la soluzione di Bromuro di Litio come assorbente e l’acqua come refrigerante; inoltre differiscono da un tradizionale gruppo frigorifero a compressione per il limitatissimo consumo di energia elettrica.

Questo si traduce in un generale vantaggio economico, in particolar modo se si considera la precaria disponibilità dell’energia elettrica specialmente in determinate situazioni in cui la domanda dell’utenza supera la disponibilità effettiva, con il conseguente superamento dei limiti tariffari. Infatti, con l’arrivo della stagione calda, la scarsità di energia elettrica, dovuta al repentino incremento della richiesta da parte dell’utenza, è spesso fonte di preoccupazione per numerose città e il consumo concentrato di energia da parte dei condizionatori rappresenta oggi uno dei principali problemi stagionali. Per queste ragioni le unità ad assorbimento ad acqua calda/surriscaldata con sistema a doppio stadio sono valide ed efficienti soluzioni alternative, in grado di offrire grandi doti funzionali e di eccellente affidabilità.

Ciclo di raffreddamento

- 1) t °C ingresso acqua refrigerata (I)
 - 2) t °C uscita acqua refrigerata (C.I.A)
 - 3) t °C ingresso acqua di raffreddamento (C.I.A)
 - 4) t °C ingresso acqua calda (C.I.A)
 - 5) t °C uscita acqua calda (I)
 - 6) t °C soluzione concentrata spray (C.I)
 - 7) t °C uscita soluzione concentrata (C.I)
 - 8) t °C di condensazione (C.I.A)
 - 9) t °C di evaporazione (I.A)
 - 10) t °C linea di de-crystallizzazione (I.A)
 - 11) Flussostato acqua refrigerata (A)
 - 12) Misuratore del vuoto (I)
 - 13) Generatore di pressione (I.A)
- (I) Indicazione
(C) Controllo
(A) Allarme
- Acqua calda (alta temperatura)
■ Acqua calda (bassa temperatura)
■ Soluzione concentrata
■ Soluzione diluita
■ Acqua di raffreddamento
■ Acqua refrigerata
■ Acqua refrigerante
■ Vapore refrigerante

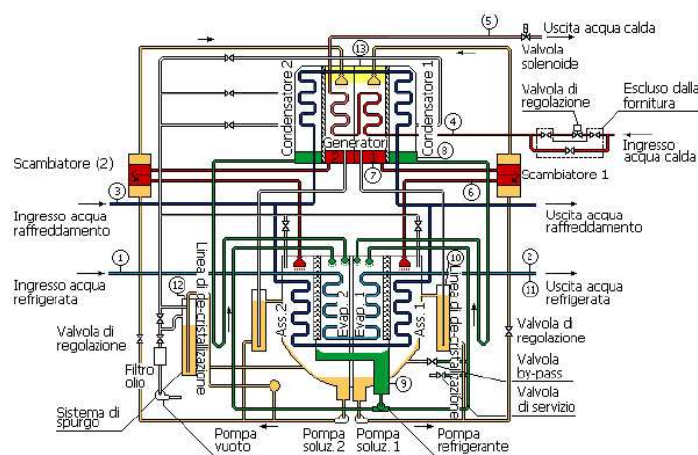


Figura 4.21: Schema di un frigorifero ad assorbimento alimentato ad acqua calda a doppio stadio

Il gruppo frigorifero ad assorbimento utilizza il Bromuro di Litio, in soluzione acquosa, come assorbente e l'acqua come refrigerante.

Il fluido refrigerante è quindi inviato nella sezione evaporante, mantenuta rigorosamente a pressione negativa, dove avviene l'effetto raffreddante con cambiamento di stato.

Il circuito frigorifero è sottoposto al vuoto mediante la totale estrazione dell'aria ottenuta con l'impiego di una pompa dedicata a tale funzione. La bassa pressione così ottenuta consente di ottenere le condizioni necessarie per l'ebollizione dell'acqua a bassa temperatura. Le proprietà igroscopiche e il basso valore della tensione di vapore della soluzione di Bromuro di Litio favoriscono l'assorbimento del vapore che quindi migra dalla sezione evaporante a quella assorbente. Il processo di assorbimento permette la continua evaporazione del fluido refrigerante immesso nell'evaporatore, consentendo così di continuare l'effetto raffreddante sul sistema interno.

L'assorbitore alimentato ad acqua calda a doppio stadio è in grado di produrre acqua refrigerata ad una temperatura in uscita di 7°C con ingresso a 12°C mediante alimentazione con acqua surriscaldata a 130°C in ingresso e 68°C in uscita (massima differenza di temperatura 62°C). La temperatura dell'acqua di raffreddamento alle condizioni nominali sarà 32°C in ingresso e 38°C in uscita. La macchina frigorifera ad assorbimento è costituita da: generatore, condensatore, assorbitore, scambiatori di calore, pompe ermetiche e pompa per il vuoto. Una delle pompe ermetiche è utilizzata per la circolazione della soluzione diluita che viene inviata dalla sezione assorbente, previo attraversamento dello scambiatore di calore, al generatore di alta temperatura dove avviene la separazione tra la soluzione di Bromuro di Litio, che ridiviene concentrata, e il vapore refrigerante. Il vapore refrigerante viene quindi condensato mediante il trasferimento del calore latente all'acqua di raffreddamento.

L'acqua refrigerante, attraverso un efficiente sistema di distribuzione brevettato, viene distribuita sulle tubazioni dell'evaporatore. In presenza di una forte pressione negativa, sottraendo calore all'acqua dell'impianto, l'acqua refrigerante evapora. La soluzione ad alta concentrazione viene fatta passare attraverso uno scambiatore di calore per il recupero di energia termica e successivamente irrorata nella sezione assorbente direttamente sul fascio tubiero.

Nella sezione assorbente la soluzione concentrata assorbe il vapore refrigerante diluendosi mentre il calore latente viene smaltito attraverso il circuito dell'acqua di raffreddamento.

Il ciclo frigorifero si realizza mediante due cicli distinti che avvengono contemporaneamente e ripetutamente: il ciclo della soluzione nel quale la soluzione cambia da concentrata a diluita e viceversa, e il ciclo dell'acqua refrigerante dove avviene il cambiamento di stato da vapore ad acqua e viceversa. Per una maggiore efficienza della macchina frigorifera il calore della soluzione concentrata, proveniente dal generatore di alta temperatura, viene recuperato mediante adeguati scambiatori di calore, consentendo l'innalzamento della temperatura della soluzione diluita.

Il particolare sistema a doppio stadio permette un elevato salto termico con una conseguente riduzione della portata. Tale sistema è progettato per favorire un basso consumo di acqua calda, mantenendo alti livelli di efficienza e affidabilità mediante l'impiego dei principali componenti realizzati in doppia sezione (generatore di alta temperatura, condensatore, evaporatore e assorbitore) che formano un unico sistema costituito da due sottosistemi indipendenti e relativi cicli di funzionamento.

La connessione tra i due sottosistemi relativamente ai circuiti idraulici dell'acqua refrigerata, acqua surriscaldata e acqua di raffreddamento è ottenuta con un sistema realizzato in serie e con scambio termico in controcorrente.

Nella tabella 4.4 vengono riportati i parametri tecnici caratteristici di un assorbitore a doppio stadio alimentato ad acqua della ditta Tecneuropa per un range di potenza della macchina compreso tra 350 e 5300 kW.

Tabella 4.4: Parametri tecnici caratteristici di diversi assorbitori a doppio stadio alimentato ad acqua della ditta Tecneuropa

Parametri tecnici

◆ Parametri tecnici Assorbitore a due stadi alimentato ad acqua

HSC130/68 HSB120/68		99H2	165H2	198H2	265H2	331H2	413H2	495H2	579H2	661H2	744H2	827H2	992H2	1157H2	1323H2	1488H2
Capacità frigorifera	kW	350	580	700	930	1160	1450	1740	2040	2330	2620	2910	3490	4070	4650	5230
	10 ⁶ kcal/h	30	50	60	80	100	125	150	175	200	225	250	300	350	400	450
	USRT	99	165	198	265	331	413	495	579	661	744	827	992	1157	1323	1488
Acqua refrigerata	Temperatura in/out	°C	12 → 7													
	Portata	m ³ /h	60	100	120	160	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800
	Perdita di carico	mH ₂ O	12	12	12	11	7	7	8	8	10	10	13	13	15	13
	Diametro connessioni (DN)	mm	100	125	125	150	150	200	200	200	250	250	300	300	350	350
Acqua di raffreddamento	Temperatura in/out	°C	32 → 38													
	Portata	m ³ /h	114	189	227	303	378	473	567	662	756	851	945	1134	1323	1512
	Perdita di carico	mH ₂ O	8	8	8	6	8	8	10	10	12	12	10	10	13	15
	Diametro connessioni (DN)	mm	125	150	200	200	250	250	300	300	300	350	350	400	450	450
Acqua calda	Temperatura uscita	°C	68													
	Consumo	Temperatura ingresso 130°C	ψh	6,1	10,2	12,2	16,3	20,4	25,5	30,6	35,7	40,8	45,9	51	61,2	71,4
		Temperatura ingresso 120°C	ψh	7,3	12,2	14,6	19,4	24,3	30,4	36,5	42,5	48,6	54,7	60,8	72,9	85,1
	Perdita di carico	mH ₂ O	10	10	10	11	11	11	13	13	11	11	14	14	13	14
	Diametro connessioni (DN)	mm	40	50	50	65	80	80	80	80	100	100	100	125	125	150
Dati elettrici	Alimentazione elettrica		30-380V - 50Hz													
	Corrente totale	A	21	21	24	25,8	27,1	28,2	28,8	32,3	33,3	36	38,7	40,5	44,2	47,1
	Potenza assorbita	kW	5,15	5,15	5,95	6,35	6,85	7,25	7,65	8,05	8,65	9,85	10,25	11,45	12,35	14,85
Livello di pressione sonora a 1 m dall'unità in campo libero		dB(A)	< 80													
Dimensioni	Lunghezza	mm	4150	4144	4242	4610	5070	5190	5595	5760	6147	6270	7110	7160	7860	8722
	Larghezza		1950	2023	2086	2170	2275	2492	2430	2652	2700	2856	2912	3226	3268	3146
	Altezza		2690	2698	2852	2913	2857	3167	3295	3480	3654	3852	3852	4090	4225	4350
Peso in spedizione		t	6,8	8,4	9,3	11,4	15,3	17,4	19,5	22,2	25,9	30,8	34,6	40,6	45,8	52,5
Peso in funzione		t	8,3	10,9	12,2	15,0	19,8	23,1	26,2	30	34,7	40,7	45,2	53,4	59,6	66,8

Note:

- (1) Il valore minimo della temperatura in uscita dell'acqua refrigerata è di 5°C.
- (2) La capacità frigorifera può essere modulata in un campo compreso fra 20~100%. Il valore della portata dell'acqua refrigerata può essere fatto variare in un campo compreso fra 60~120%.
- (3) Il fattore di sporcamento degli scambiatori dell'acqua refrigerata e dell'acqua di raffreddamento è 0,086m² K/kW (0,0001m² • h • °C/kcal).
- (4) La pressione nominale degli scambiatori è di 0,8 MPa per le versioni standard e di 1,6 MPa per i modelli realizzati per alta pressione.
- (5) Le unità sono trasportate su rack di 180mm di altezza per i modelli fino alla grandezza HSB-413H2. Dalla grandezza HSB-495H2 l'altezza del rack risulta incrementata di 60mm.
- (6) Il peso di spedizione dell'unità include il peso del rack di trasporto ma non quello della soluzione. La soluzione necessaria è caricata nell'assorbitore per effettuare i test di prova presso la Shuangliang. Il chiller deve essere maneggiato con cura in quanto il 60% della soluzione caricata rimane all'interno del chiller stesso mentre la parte restante viene scaricata.

Oltre agli assorbitori alimentati ad acqua precedentemente descritti, gli assorbitori a Bromuro di Litio possono essere alimentati dai fumi provenienti da un generatore ma anche da altre fonti di calore e si dividono in due categorie: “Flue gas type” (con alimentazione a Fumi Fig. 4.22) e “Flue gas/Hot water type” (con alimentazione a Fumi e l’aggiunta di acqua calda Fig. 4.23).

Gli assorbitori alimentati solo con fumi sono principalmente usati in presenza di generatori a turbina (anche micro turbine) o in applicazioni dove esista la disponibilità di fumi ad alta temperatura e dove sia contemporaneamente richiesta la produzione di energia fredda per impianti di condizionamento.

Gli assorbitori alimentati con Fumi e con acqua calda, trovano il loro impiego con generatori a combustione interna i quali, utilizzando l’acqua per il loro raffreddamento, garantiscono, oltre ai fumi, anche una discreta quantità di calore sottoforma di acqua calda.

Per ragioni impiantistiche e di sicurezza è inoltre possibile l’impiego di un bruciatore ausiliario in grado di fornire calore allorché il generatore non garantisca sufficiente energia (oppure sia fermo per avaria) e sia necessaria la produzione di acqua refrigerata.

Nel caso in cui i fumi prodotti da sistemi con impiego di motori a combustione interna soddisfino le necessità energetiche dell’assorbitore per la produzione di acqua refrigerata, l’acqua calda prodotta dal sistema può essere utilizzata per altre applicazioni. In tal caso, a richiesta, sono disponibili unità a fumi con bruciatore ausiliario.

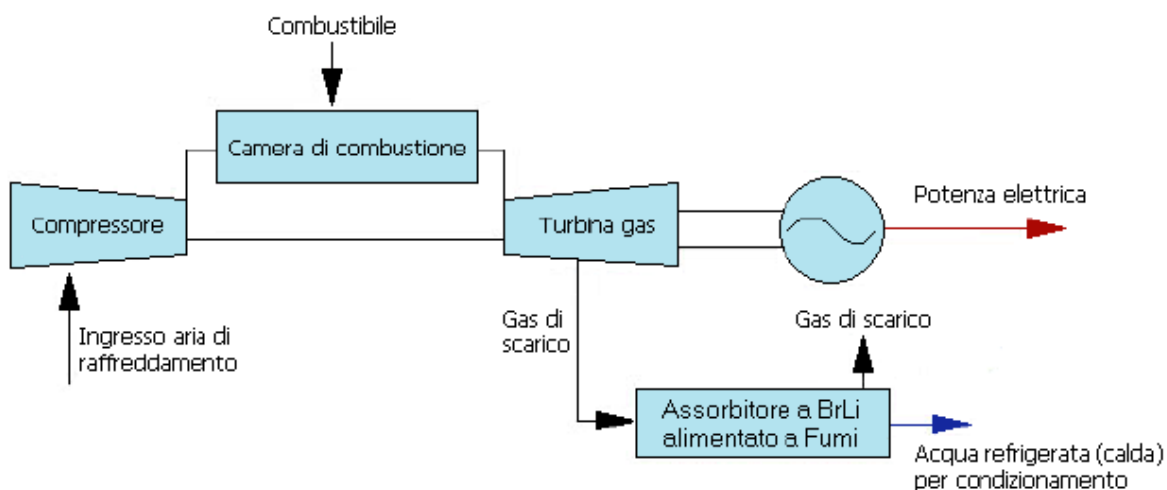


Figura 4.22: Turbina Gas + Assorbitore alimentato a Fumi

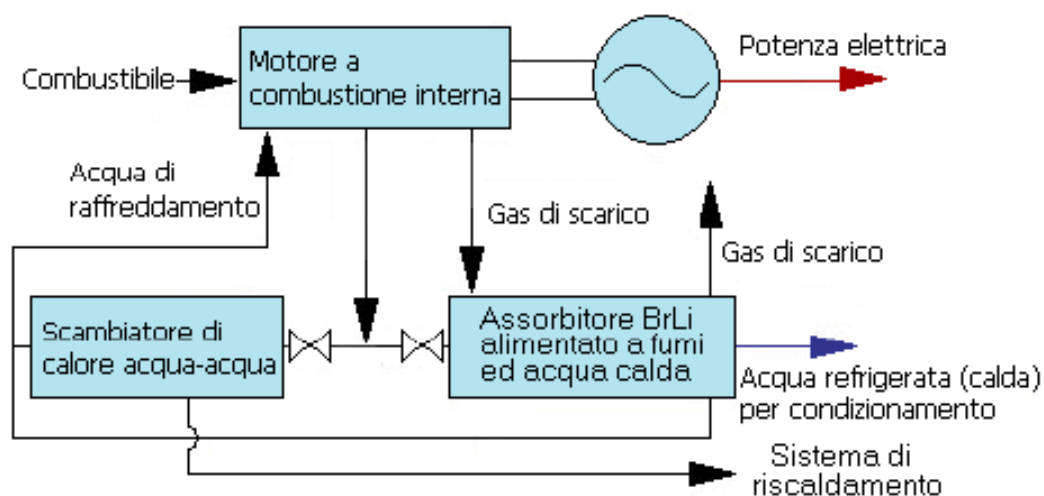


Figura 4.23: Motore a combustione interna + Assorbitore alimentato a Fumi e acqua calda

In tabella 4.5 venono riportate le principali caratteristiche e differenze dei frigoriferi ad assorbimento precedentemente presentati.

Tabella 4.5: Differenze tra i diversi tipi di assorbitori a bromuro di litio alimentati a fumi e loro applicazioni

	ASSORBITORI A FUMI: TIPOLOGIA			
	GAS DI SCARICO	GAS DI SCARICO BRUCIATORE AUSILIARIO	GAS DI SCARICO ACQUA CALDA	GAS DI SCARICO/ACQUA CALDA BRUCIATORE AUSILIARIO
FUNZIONE	Raffreddamento/ Riscaldamento	Raffreddamento/ Riscaldamento	Raffreddamento/ Riscaldamento	Raffreddamento/ Riscaldamento
CAPACITA' FRIGORIFERA	da 350 a 9300 kW	da 350 a 9300 kW	da 350 a 9300 kW	da 350 a 9300 kW
FONTE DI CALORE	gas di scarico alta temperatura	gas di scarico alta temperatura, gas (gasolio)	gas di scarico alta temperatura, acqua calda	gas di scarico alta temperatura, acqua calda, gas (gasolio)
CARATTERISTICHE FONTE DI CALORE	Temp. gas di scarico $\geq 250^{\circ}\text{C}$	Temp. gas di scarico $\geq 250^{\circ}\text{C}$, gas naturale, GPL, gas di città, olio combustibile	Temp. gas di scarico $\geq 250^{\circ}\text{C}$ Temp. acqua calda $\geq 90^{\circ}\text{C}$	Temp. gas di scarico $\geq 250^{\circ}\text{C}$, temp. acqua calda $\geq 90^{\circ}\text{C}$, gas naturale, GPL, gas di città, olio combustibile
TEMPO DI VITA ASSORBITORE	20 anni	20 anni	20 anni	20 anni
APPLICAZIONI	Impianti di condizionamento con la disponibilità di gas di scarico ad alta temperatura (con basso contenuto di zolfo e assenza di corpi estranei)	Impianti di condizionamento con la disponibilità di gas di scarico ad alta temperatura (con basso contenuto di zolfo e assenza di corpi estranei)	Impianti di condizionamento con la disponibilità di gas di scarico ad alta temperatura (con basso contenuto di zolfo e assenza di corpi estranei) e acqua calda	Impianti con disponibilità di gas di scarico ad alta temperatura (con basso contenuto di zolfo e assenza di corpi estranei) e di acqua calda.
UTILIZZAZIONE	Indicati in sistemi di trigenerazione con motori a turbina (incluso micro turbine), motori a combustione interna, inoltre possono anche essere usati i gas di scarico ad alta temperatura provenienti da forni industriali.	Principalmente impiegati in sistemi di trigenerazione con motori a turbina (incluso micro turbine), motori a combustione interna, generatori inoltre possono anche essere usati i fumi ad alta temperatura provenienti da altre fonti.	Impiegati in sistemi di trigenerazione con motori a combustione interna, inoltre possono anche essere usati i gas di scarico ad alta temperatura provenienti da forni industriali.	Principalmente impiegati in sistemi di trigenerazione con motori a combustione interna, inoltre possono anche essere usati i gas di scarico ad alta temperatura provenienti da forni industriali.

4.3.2 Le prestazioni frigorifere del sistema

Gli impianti frigoriferi ad assorbimento ad acqua/BrLi consentono di raggiungere temperature di raffreddamento limitate (superiori a 0°C per evitare problemi di congelamento del refrigerante) adatte per un impiego nell'ambito del raffrescamento, mentre gli impianti ad ammoniaca consentono di ottenere temperature tipiche della refrigerazione fino a $40^{\circ}\text{C} \div -60^{\circ}\text{C}$

Per una macchina frigorifera è possibile definire il COP (*Coefficient Of Performance*) come il rapporto tra l'effetto utile (la potenza frigorifera utile) e potenza termica introdotta. Solitamente il COP assume valori compresi tra 0.6 e 0.75 a seconda della tipologia di macchina considerata.

I valori del COP per le macchine a semplice effetto sono tipicamente inferiori ad 1: più precisamente il COP è variabile nel range $0.6 \div 0.75$, con valori superiori per le macchine a bromuro di litio rispetto a quelle ad ammoniaca; per le macchine a doppio effetto il COP può raggiungere valori superiori all'unità, in genere nel range $1.1 \div 1.3$.

Le prestazioni variano se la macchina funziona a carico parziale: in Fig. 4.24 si riporta il legame tra carico frigorifero ed energia entrante nell'impianto, sia per un frigorifero ad assorbimento sia a compressione; la bisettrice corrisponde ad un comportamento ideale a COP costante al variare del carico.

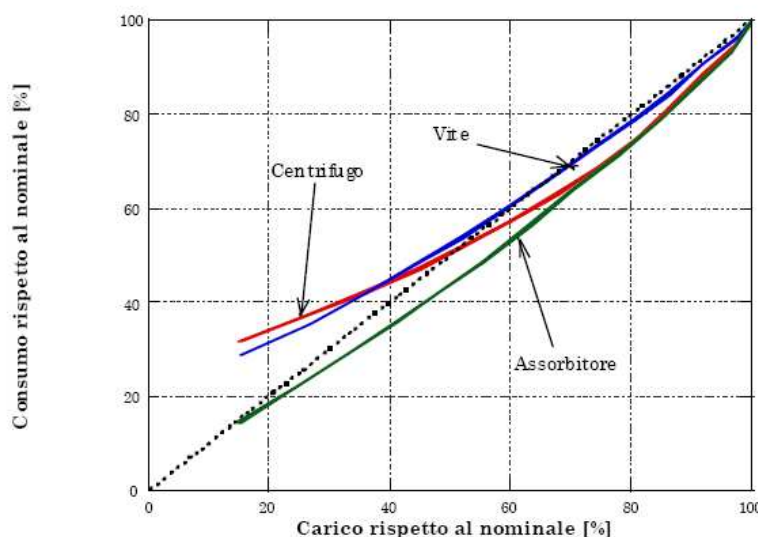


Figura 4.24: Andamento del carico frigorifero al variare dell'energia entrante nel sistema

Si osserva che una macchina ad assorbimento mostra un minore consumo rispetto ad una macchina a compressione ed in particolare i COP del frigorifero ad assorbimento a carico parziale può risultare superiore al corrispondente valore a pieno carico. Ciò è dovuto all'assenza, nei frigoriferi ad assorbimento, di macchine con parti in movimento (escludendo la pompa il cui contributo è poco significativo), le cui prestazioni decadono sempre ai carichi parziali, ed inoltre all'incremento di efficienza di scambio negli scambiatori del sistema quando questo opera con portate inferiori a quelle di progetto.

Nella tabella 4.6 vengono riepilogate le principali caratteristiche dei frigoriferi ad assorbimento utilizzati in applicazioni trigenerative.

Tabella 4.6: Overview delle principali caratteristiche dei frigoriferi ad assorbimento

Absorption Chiller Overview	
Water/Lithium Bromide	
Commercially Available	Yes
Size Range	10 Tons – 2,600 Tons
Fuel: <i>Direct-fired</i> <i>Indirect Fired</i>	Natural Gas Steam, hot water, hot process liquids and gases, and exhaust gases
COP _C	0.7 – 1.2
Environmental	Non-toxic working fluid, low emissions
Ammonia/Water	
Commercially Available	Yes
Size Range	3 Tons – 25 Tons
Fuel: <i>Direct-fired</i> <i>Indirect Fired</i>	Natural Gas Steam, hot water, hot process liquids and gases, and exhaust gases
COP _C	≅ 0.5
Environmental	Toxic working fluid, low emissions

4.3.3 I costi

Le curve di costo per l'acquisto e l'installazione dei frigoriferi ad assorbimento a LiBr singolo stadio sono stati desunti dalla tesi di dottorato del Prof. Ing. A. Piacentino il quale a sua volta aveva desunto tali prezzi dai risultati ottenuti all'interno del progetto CHOSE [4].

Egli parametrizza tali costi secondo l'equazione 4.4:

$$Z = C_{abs,nom} \times (13512 \times C_{abs,nom}^{-0,6148}) = 13512 \times C_{abs,nom}^{0,3852} \quad (4.4)$$

Per quanto concerne i costi operativi, assume un costo medio pari a 0,005 €/kW_f a cui somma l'eventuale costo per l'acqua di reintegro, il cui consumo si aggira sui 3-5 m³/KWh_f

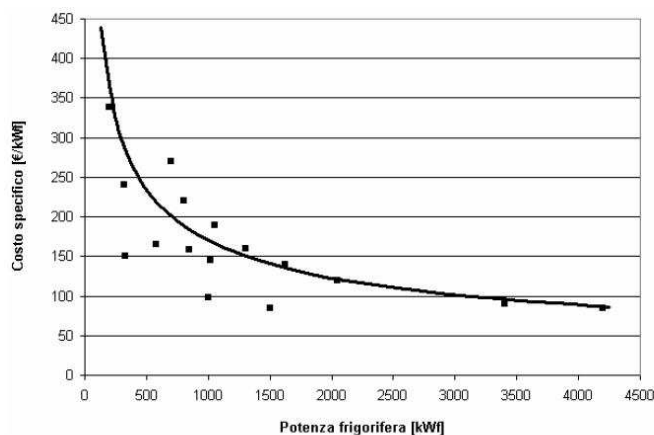


Figura 4.25: Andamento del costo specifico d'acquisto ed installazione dei frigoriferi ad assorbimento a LiBr singolo stadio

4.4 PROCESSI D'ACCUMULO TERMICO

E' argomento di grande attualità l'introduzione di un volume di accumulo termico (Thermal Energy Storage, TES) negli impianti CHCP integrata con reti di distribuzione del calore, il quale può garantire maggiore flessibilità di funzionamento all'impianto grazie all'utilizzo differito di energia termica prodotta in cogenerazione nelle ore in cui la domanda è inferiore al recupero termico del motore.

Come è ben noto, il principale problema che si pone negli impianti CHP consiste nel fatto che la produzione di calore e quella di energia sono collegate tra loro, ma la richiesta termica ed elettrica sono indipendenti l'una dall'altra, la qual cosa implica la necessità che la produzione CHP segua una delle richieste (modalità "termico a seguire" od "elettrico a seguire"¹).

La fluttuazione del carico termico e del prezzo dell'energia secondo profili differenti nel corso dell'anno e della giornata ha un impatto significativo sul funzionamento dell'impianto di cogenerazione; la non coincidenza su base temporale di tali profili rende attraente l'uso di volume di accumulo termico a breve termine.

Quando il prezzo dell'energia è alto, qualora la domanda termica sia bassa, il calore in eccesso può essere immagazzinato nell'accumulo termico, per poi essere erogato in un secondo momento.

¹ Modalità di gestione basata sulla scelta di un livello di potenza termica od elettrica generata e sulla conseguente disponibilità di una quantità di calore che dipende dall'indice termico/elettrico del motore primo in esame.

L'accoppiamento di sistemi Thermal Energy Storage (TES) con impianti cogenerativi (CHP) e trigenerativi (CHCP) è tuttavia poco diffuso a causa del costo aggiuntivo da sostenere, il quale può essere ammortizzato solo a fronte di un'accurata gestione della fase di carico-scarico del modulo di accumulo.

Il sottodimensionamento del sistema di accumulo si tradurrebbe in un basso livello di comfort ambientale, mentre il sovradimensionamento comporterebbe un forte spreco del capitale d'investimento, dati gli alti costi del sistema, ed elevati costi di gestione.

I benefici del TES possono essere così riassunti:

- aumento della capacità di generazione: la domanda termica, frigorifera ed elettrica è raramente costante nel tempo, ed il calore generato in eccesso, a disposizione durante periodi caratterizzati da moderati livelli di domanda, può essere usato per caricare il TES al fine di aumentare la capacità di generazione nei periodi di picchi di domanda. Questo approccio consente l'installazione di un'unità di produzione di taglia più piccola, la qual cosa si traduce nell'operatività prolungata della macchina a livello di carico maggiore e, dunque, ad efficienze complessive più elevate;
- migliore gestione dell'impianto: la produzione energetica viene svincolata dall'andamento della domanda termica;
- aumento dell'affidabilità del sistema.

Nella pratica vengono utilizzati prevalentemente due tipi di tecnologie, rispettivamente basate nell'accumulo sensibile e latente [10].

4.4.1 Accumulo termico latente o cambiamento di fase (Phase Change Material PCM)

Il calore latente di stoccaggio utilizza principalmente l'energia assorbita o rilasciata nel corso di un cambiamento di fase (ad esempio acqua/ghiaccio, idrati di sale, ecc.) che avviene ad una determinata temperatura. Per ogni tipologia di accumulo c'è una grande varietà di scelta, che dipende dal range di temperatura e dai campi di applicazione. Quando si utilizza un materiale che subisce un cambiamento di fase, l'energia totale immagazzinata ad una determinata temperatura è legata al calore specifico del materiale ed al calore latente associato al cambiamento di fase (NATO, 1976).

In tal modo, l'energia immagazzinata da un materiale che subisce un cambiamento di temperatura da T_1 a T_2 , in presenza di un cambiamento di fase, è data da:

$$Q = m \left(\int_{T_1}^{T_f} c_{p_s} (\Delta T) * dT + + \Delta H_f \int_{T_f}^{T_2} c_{p_l} (\Delta T) * dT \right) \quad (4.6)$$

Dove T_f è la temperatura in cui avviene il cambiamento di fase, ΔH_f è l'entalpia associata al cambiamento di fase e c_{p_s} e c_{p_l} sono i calori specifici associati alle due fasi.

L'energia associata al cambiamento di fase può essere di diversi ordini di grandezza ed è superiore all'energia associata all'aumento di energia interna in un accumulo termico sensibile; di conseguenza, la fattibilità di sistemi di accumulo che utilizzano il cambiamento di fase dei materiali (PCM) è studiata da molti ricercatori proprio per la capacità di accumulare grandi quantità di energia in volumi modesti, con l'obiettivo finale di additivare tali sostanze a materiali da costruzione in vista dell'ottimizzazione delle prestazioni degli edifici.

4.4.2 Accumulo termico sensibile

Il metodo più comune è quello di riscaldare una sostanza, aumentandone la temperatura, in modo da accumulare il calore sotto forma di energia interna del mezzo materiale.

Il TES viene modellizzato come uno scambiatore di calore con fase di carico/scarico, in funzione dello stato di carica e della differenza di temperatura tra il fluido in ingresso e quello in uscita.

La quantità di energia termica accumulata ($STOR_{TES}$) da un tale dispositivo è proporzionale alla differenza di temperatura tra il flusso in ingresso e quello in uscita, alla quantità di massa accumulata ed al calore specifico del fluido termovettore, secondo l'equazione:

$$STOR_{TES} = mc_p \Delta T = \rho V_{TES} c_p \Delta T \quad (4.5)$$

dove:

- m è la massa del fluido [Kg];
- c_p è il calore specifico a pressione costante [KJ/Kg°C];
- ΔT è la differenza di temperatura [°C];
- ρ è la densità del fluido [Kg/m³];
- V è il volume dell'accumulo termico [m³].

La capacità di accumulare calore per un determinato materiale dipende fortemente dal valore della capacità termica volumetrica ρc_p . L'acqua, oltre ad avere come tutti i liquidi un'elevata densità e quindi anche un elevato alto valore di ρc_p ha anche un basso costo, ma, anche in virtù

della sua elevata conducibilità termica, deve essere contenuta in un recipiente dall'alto potere isolante. Nella presente trattazione sono presi in considerazione solo i termo-accumuli per lo stoccaggio contemporaneo di acqua calda per il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria (ACS). I termo-accumuli “combinati” attualmente in commercio sono di due tipologie: “*Tank in Tank*” e “*Tube in Tank*”.

Accumulatore “Tank in Tank”

Questo tipo di accumulatore, mostrato in Fig. 4.26.a, è costituito da un serbatoio primario contenente al suo interno un secondo serbatoio più piccolo. Il primo, oltre ad avere funzione di accumulo dell'acqua per il riscaldamento, funge da volano termico per il serbatoio concentrico più piccolo, che serve per la produzione di acqua calda sanitaria.

Accumulatore a “Spirale” “Tube in Tank”

Questo tipo di accumulatore, Fig. 4.26.b, è costituito da un serbatoio primario contenente al suo interno un tubo di grande diametro in acciaio inossidabile che si sviluppa a spirale. Il serbatoio più grande, oltre ad avere la funzione di accumulo dell'acqua per il riscaldamento, funge da volano termico per il tubo spiralato, che consente così la produzione istantanea di acqua calda sanitaria. L'utilizzo degli accumulatori combinati rende il sistema utilizzabile anche nella stagione estiva per la produzione di acqua calda sanitaria, poiché il calore prodotto dal sistema viene immagazzinato periodicamente.

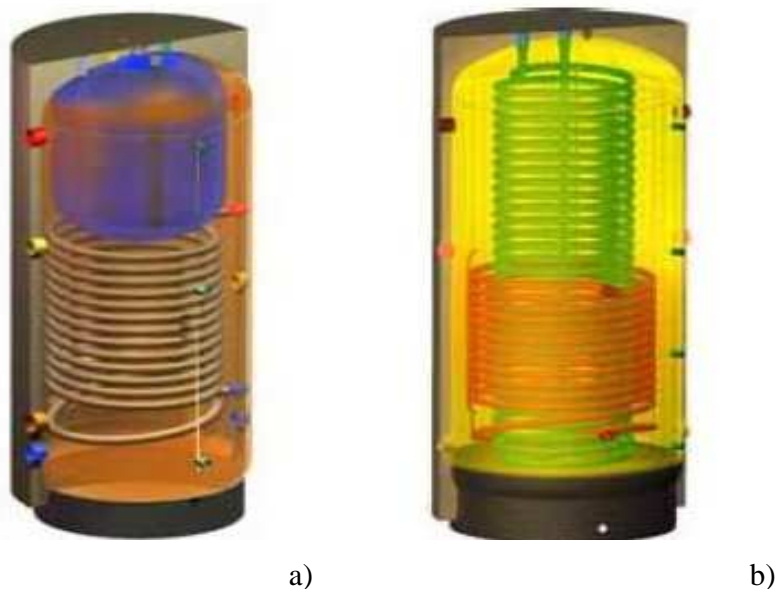


Figura 4.26: a) Accumulo Tank in Tank b) Accumulo Tube in Tank

Entrambi i bollitori vengono generalmente forniti di uno strato coibente in poliuretano espanso rigido dello spessore di 50-70 mm, con valore di conducibilità termica pari a $0.038 [W / mK]$.

L'acqua calda proveniente dall'impianto CHP attraversa la serpentina posta al fondo del buffer ad una temperatura di circa 100°C , riscaldando per conduzione il fluido contenuto nel buffer. L'acqua calda più leggera tenderà a salire e ad occupare la porzione superiore del volume d'accumulo (Fig. 4.27).

Il recente interesse verso questo tipo di tecnologia ha consentito di sviluppare moduli di accumulo termico ad altissima efficienza, i quali sfruttano pienamente il fenomeno della stratificazione termica.

L'ingresso dell'acqua fredda avviene dal basso dell'accumulatore, in modo da entrare direttamente a contatto con lo scambiatore; l'acqua riscaldata inizia poi a salire, ma viene convogliata dentro un tubo forato, detto "di stratificazione", così da evitare la formazione di moti convettivi dentro l'accumulo.

A causa della differenza di temperatura tra fluido caldo e freddo, la fuoriuscita attraverso i fori dell'acqua calda a bassa densità è impedita fino a quando l'acqua non troverà l'opposizione del fluido ad uguale densità e dunque alla stessa temperatura.

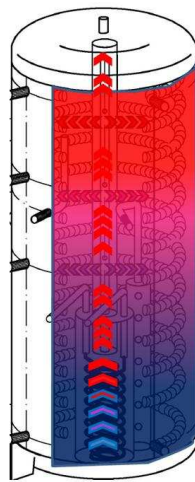


Figura 4.27: Rappresentazione schematica del processo di stratificazione all'interno di un generico volume di accumulo termico

Bibliografia

- [1].Orlando JA. Cogeneration design guide. USA: ASHRAE, Inc; 1996.
- [2].Frangopoulos CA. EDUCOGEN, The European educational tools on cogeneration. European Commission. December 2001.
- [3].Aspen Systems Corp. Combined heat and power—a federal manager’s resource guide. USA: US Department of Energy; 2000.
- [4].Energt Nexus Group, Technology characterization—reciprocating engines. USA. Environ Protection Agency; 2002.
- [5].Resource Dynamic Corp. Industrial application for micropower—a market assessment. USA: US Department of Energy, Office of Industrial Technologies and Oak Ridge National Laboratories; 1999.
- [6].Heywood JB. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill; 1988.
- [7].Cogeneration Buyers Guide. Reciprocating Engines:
<http://www.energy.rochester.edu/cogen/ recip.htm>
- [8].Cardona E., Culotta S., CHOSE—Energy Saving by Combined Heat, Cooling and Power Plants in the Hotel Sector—SAVE II—Contract No. XVII/4.1031/Z/98-036—Bruxelles, May 2001.
- [9].Cooling, Heating, and Power for Buildings (CHP-B) Instructional Module, Mississippi Cooling, Heating, and Power (Micro-CHP) and Bio-fuel Center, 2004 (<http://microchp.msstate.edu>)
- [10]. O. Ercan Ataer, (2006), STORAGE OF THERMAL ENERGY, in *Energy Storage Systems*, [Ed. Yalcin Abdullah Gogus], in *Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS)*, Developed under the Auspices of the UNESCO, Eolss Publishers, Oxford ,UK, (<http://www.eolss.net>)

Cataloghi di macchine delle aziende produttrici e Websites produttori

Motori a combustione interna

www.caterpillar.com

www.cummins.com

www.deutzusa.com

www.generac.com

www.hondapowerequipment.com

www.kohler.com

www.waukeshaengine.com

Turbine

<http://esolar.cat.com>

www.gepower.com

www.pratt-whitney.com

www.rolls-royce.com

www.siemenswestinghouse.com

Microturbine

www.bowmanpower.com

www.capstone.com

www.elliott-turbo.com

www.ingersoll-rand.com

www.turbec.com

www.vericor.co

Frigoriferi ad assorbimento

www.tecneuropa.it

www.carrier.it

www.thermax-europe.com

Moduli di accumulo termico

www.sonnenkraft.com

www.elbi.it

www.santandrea.com

5 MODALITA' DI GESTIONE DEGLI IMPIANTI CHP E CHCP E METODI PER L'ANALISI ECONOMICA DEGLI INVESTIMENTI

5.1 CRITERI BASE PER LO STUDIO DI FATTIBILITÀ DI UN IMPIANTO COGENERATIVO

La convenienza tecnico-economica nella realizzazione di un impianto di cogenerazione non può prescindere da un'analisi specifica ed accurata dei carichi elettrici, termici e frigoriferi (se si tratta di un impianto trigenerativo), richiesti dall'utenza. L'analisi deve valutare la potenza massima richiesta, le curve di carico giornaliere, mensili e stagionali. Ciò rende l'applicazione di un sistema cogenerativo assolutamente non generalizzabile, ma la scelta opportuna della tecnologia, della taglia e delle modalità di gestione dell'impianto devono essere comunque valutate caso per caso.

Per una orientazione di massima sulla tecnologia più idonea da adottare esistono diagrammi a mosaico, come quello mostrato in Fig. 5.1, che indicano la tecnologia impiantistica più adatta in funzione di certi parametri che caratterizzano l'impianto; nel diagramma di Fig. 5.1 non sono indicate le tecnologie in via di commercializzazione, che si collocherebbero per lo più nella fascia delle più basse potenze elettriche.

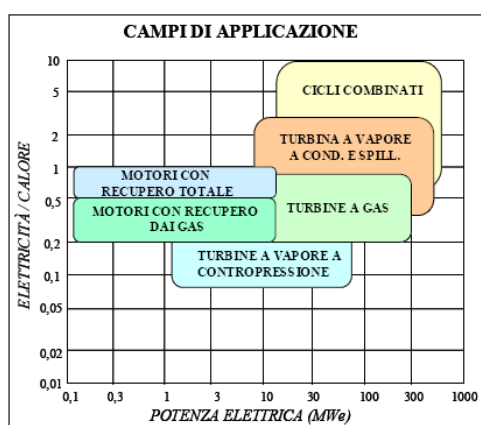


Figura 5.1: Campi di applicazione delle diverse tecnologie per la cogenerazione in funzione della potenza elettrica e del rapporto tra elettricità e calore messi a disposizione dall'impianto (Fonte: Libro Bianco sulla cogenerazione, ATIG – 1997).

Sulla base di tali indicazioni, noto l'andamento delle domande termiche, frigorifere ed elettriche, è necessario ricorrere a strumenti di simulazione che permettano di confrontare le varie ipotesi impiantistiche e le taglie degli impianti. Questo costituisce una parte fondamentale dello studio di fattibilità, che in generale prevede una sequenza di attività come illustrato in Fig. 5.2. Dal diagramma si osserva che, oltre alla fattibilità tecnica, anche quella economica è di fondamentale importanza per arrivare alla realizzazione di un impianto cogenerativo. In tal senso, devono essere presi in considerazione parecchi fattori: il costo iniziale dell'impianto, la tariffazione applicata ai diversi vettori energetici (ad. es. energia elettrica e gas naturale) e l'eventuale presenza di incentivi o sgravi fiscali.

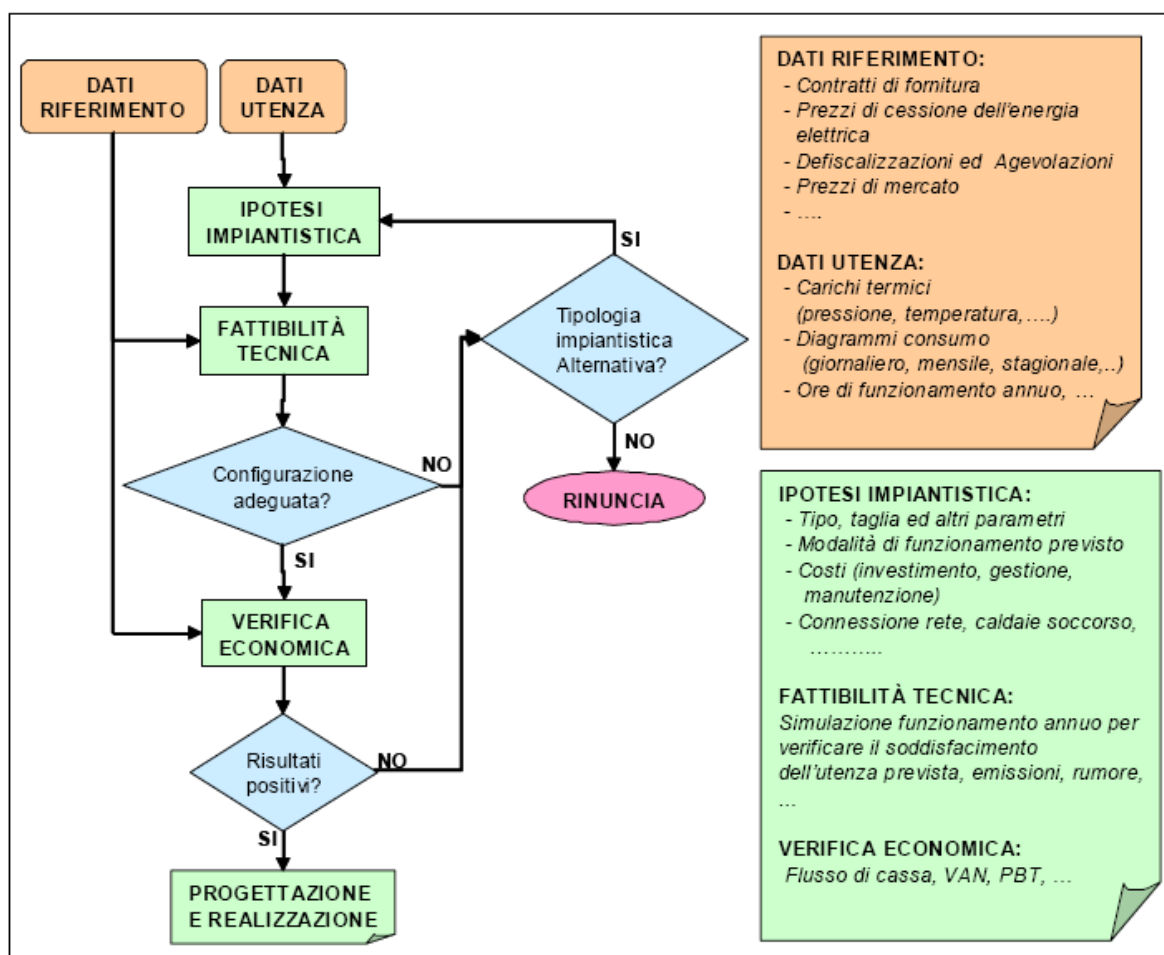


Figura 5.2: Procedura per la valutazione della fattibilità di un impianto cogenerativo.

Nella valutazione circa la fattibilità di un impianto cogenerativo è comunque possibile svolgere alcune considerazioni generali dettate dall'esperienza.

- Solitamente è bene che il cogeneratore sia sottodimensionato rispetto alle richieste di picco dell'utenza, in modo tale che il sistema operi per un maggior numero di ore possibile in condizioni prossime a quelle nominali, che in generale consentono di ottenere i più alti valori dei rendimenti. I picchi di richiesta termica ed elettrica possono essere coperti da caldaie ausiliarie (o prevedendo unità di accumulo) e sfruttando la rete elettrica nazionale;
- Il tempo di ritorno è generalmente più breve se l'impianto di cogenerazione è mantenuto in funzione per un numero elevato di ore all'anno. Il costo di installazione iniziale è, infatti, in proporzione più elevato di un generatore termico tradizionale e per ammortizzarlo bisogna far funzionare l'impianto il più possibile, a patto di operare con valori di rendimento elevati;
- Il massimo risparmio ottenibile non sempre coincide con il minimo tempo di ritorno, quest'ultimo dipende infatti dal costo di installazione del cogeneratore. Tale costo non cresce linearmente con la taglia e varia anche a seconda della tecnologia scelta;
- La convenienza economica di un progetto di cogenerazione è fortemente influenzata dalle condizioni contrattuali di fornitura e cessione dell'energia. In particolare ha fondamentale importanza la possibilità di cedere a prezzi vantaggiosi l'energia elettrica prodotta in esubero e di acquistare il combustibile a condizioni agevolate (ad esempio riduzione delle accise).

5.2 MODALITÀ DI GESTIONE DEGLI IMPIANTI CHCP

Volendo analizzare schemi d'impianto reali, si nota come l'utenza termica ed elettrica sono molto variabili, sia su base annuale che su base giornaliera; risulta allora utile definire il parametro PHR (Power to Heat Ratio) ossia il rapporto tra la potenza elettrica e quella termica prodotte dall'unità CHCP.

Il PHR dell'utenza ($\text{PHR}_{\text{utenza}}$) rappresenta il rapporto, su base oraria, tra la domanda elettrica e la domanda termica, mentre il PHR del gruppo CHCP (PHR_{CHCP}) è invece una caratteristica propria dell'impianto.

In genere risulta $\text{PHR}_{\text{CHCP}} \neq \text{PHR}_{\text{utenza}}$ allora, per fissare il livello di carico del motore primo, si deve stabilire a quale delle due utenze dare la priorità. Si definiscono quindi due modalità di gestione:

- **Heat tracking**: il livello di carico del motore primo è fissato in modo da soddisfare l'utenza termica;
- **Electricity tracking**: il livello di carico del motore primo è fissato in modo da soddisfare l'utenza elettrica.

La modalità Heat tracking può portare ad un surplus oppure un deficit della produzione elettrica, facilmente sostenibile grazie al collegamento con la rete elettrica nazionale. La modalità Electricity tracking può, al contrario, portare ad un surplus oppure un deficit della produzione termica; il deficit è colmabile con l'ausilio di una caldaia ausiliaria, mentre il surplus invece è accumulabile, entro certi limiti, in un volume di accumulo termico (TES). La corretta modalità di gestione verrà quindi condizionata dalla convenienza o meno dell'autoproduzione elettrica, che potrebbe anche condurre ad una modalità di gestione a pieno carico, indipendentemente dai valori delle domande energetiche.

Per comprendere meglio le filosofie di gestione si riporta un esempio considerando la produzione CHP di un motore alternativo fissando un $PHR_{CHP} \approx 0,7$ e le relative efficienze termica ed elettrica pari a $\eta_t = 0,48$ ed $\eta_e = 0,33$ rispettivamente.

In Fig. 5.3 è mostrata una tipica regolazione del motore primo in modalità heat tracking.

In Fig. 5.3.a $PHR_{CHP} < PHR_{utenza}$ si assiste in questo caso ad un deficit di energia elettrica che viene fornita all'utenza tramite la rete elettrica.

Nel caso in cui $PHR_{CHP} > PHR_{utenza}$ (Fig. 5.3.b) la domanda termica viene totalmente soddisfatta ed il surplus di energia elettrica prodotta viene ceduta alla rete elettrica.

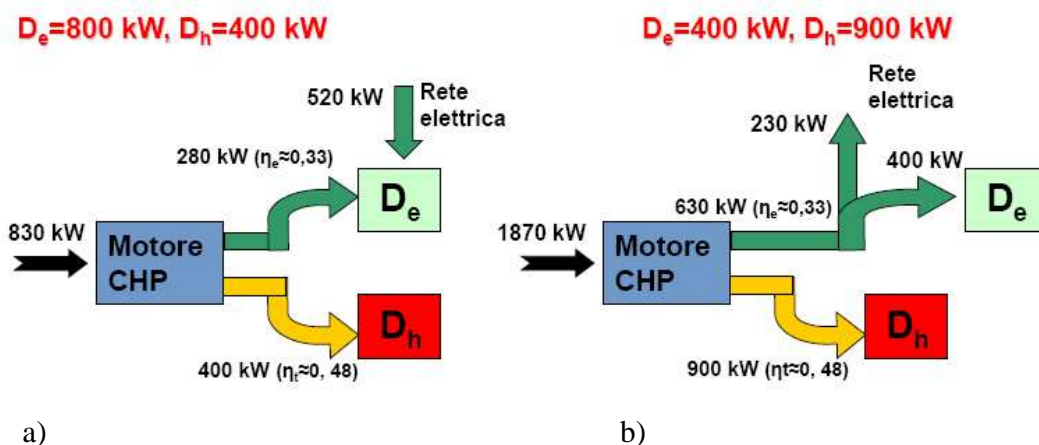


Figura 5.3 – Esempio di produzione CHP in modalità heat tracking a) caso in cui $PHR_{CHP} < PHR_{utenza}$
 b) caso in cui $PHR_{CHP} > PHR_{utenza}$

In Fig. 5.4 è mostrata una tipica regolazione del motore primo in modalità electricity tracking. In Fig. 5.4.a $PHR_{CHP} < PHR_{utenza}$ si assiste in questo caso ad un surplus della produzione termica che deve essere smaltita in atmosfera tramite un radiatore di soccorso. Nel caso in cui $PHR_{CHP} > PHR_{utenza}$ (Fig. 5.4.b) la domanda elettrica viene interamente soddisfatta mentre deve essere somministrata ulteriore potenza termica, a mezzo di una caldaia ausiliaria, per soddisfare la domanda termica.

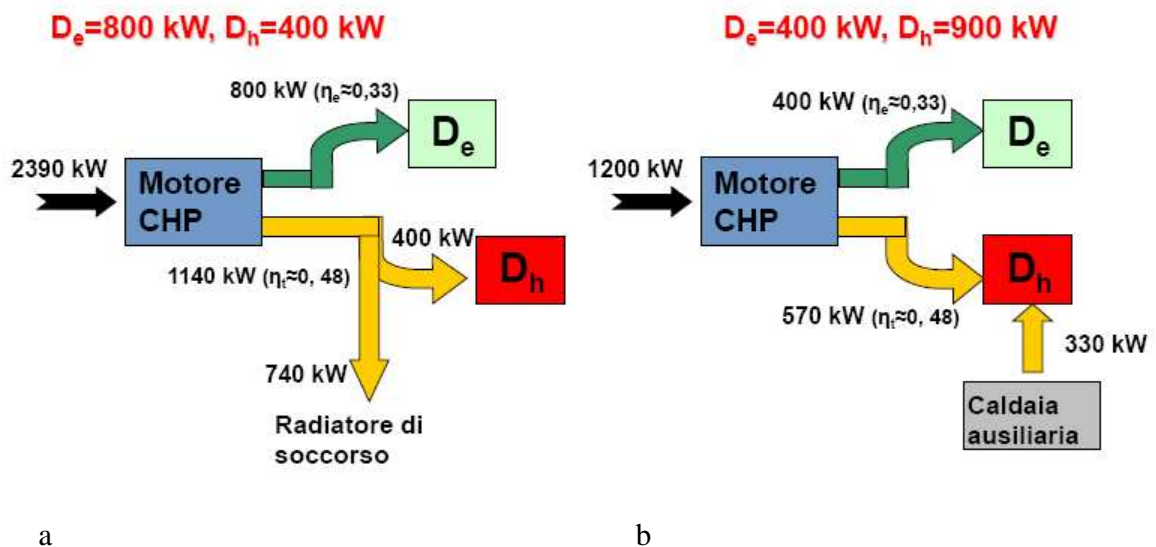


Figura 5.4: Esempio di produzione CHP in modalità electricity tracking a) caso in cui $PHR_{CHP} < PHR_{utenza}$
b) caso in cui $PHR_{CHP} > PHR_{utenza}$

5.3 CRITERI PER IL DIMENSIONAMENTO DEGLI IMPIANTI CHP E CHCP

Avere dunque un corretto dimensionamento dell'impianto è la condizione necessaria per avere un ritorno economico tale da giustificare l'investimento. Come detto precedentemente i carichi elettrici e termici generalmente sono molto variabili sia nell'arco della giornata, sia annualmente inoltre, i profili del carico elettrico e termico non seguono lo stesso andamento nel corso della giornata comportando difficoltà per la regolazione.

Per meglio inquadrare il problema della regolazione dell'impianto si fa riferimento alle curve di carico riportate in Fig. 5.5 , tipiche di un'utenza civile in una giornata del periodo invernale.

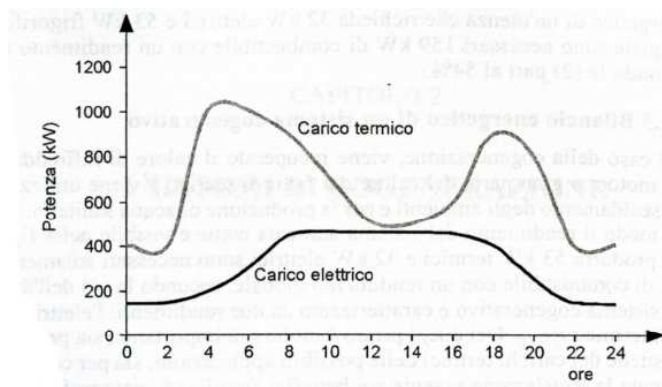


Figura 5.5: Curve di carico (termico ed elettrico) tipiche di un'utenza civile nel periodo invernale

Si ipotizza di fornire tutta l'energia elettrica richiesta e non voler vendere il surplus (perché non possibile o non conveniente). Il cogeneratore, in questo caso, sarà dimensionato in modo da soddisfare il massimo carico elettrico; la regolazione seguirà il profilo del carico elettrico.

L'andamento del funzionamento dell'impianto è riportato in Fig. 5.6.

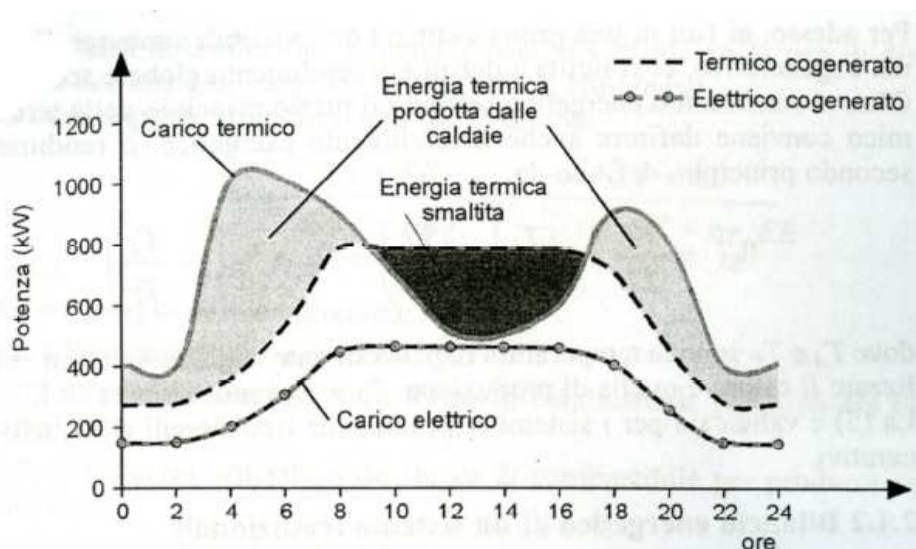


Figura 5.6: Profilo di carico d'impianto cogenerativo regolato in modalità elettrico a seguire

L'energia elettrica prodotta segue esattamente il carico richiesto. Assumendo un valore costante di PHR_{CHP} , la potenza termica varia con un andamento simile. Si avranno dei periodi in cui la potenza termica deve essere integrata con caldaie ausiliarie e altri periodi in cui si ha un'eccessiva produzione di calore, che deve essere dissipato in ambiente tramite un radiatore

di soccorso. Questa condizione non è conveniente dal punto di vista energetico e, generalmente, neanche dal punto di vista economico.

Si suppone invece di fornire l'intero carico termico, dimensionando il cogeneratore in modo da soddisfarne il valore di picco, e di seguire l'andamento della richiesta tramite la regolazione del motore primo.

Le nuove condizioni di funzionamento sono riportate nella Fig. 5.7.

Si osservano ore di produzione di energia elettrica in surplus, che deve essere quindi immessa/venduta alla rete pubblica, mentre ci sono ore in cui è necessario l'acquisto dell'energia elettrica dalla rete.

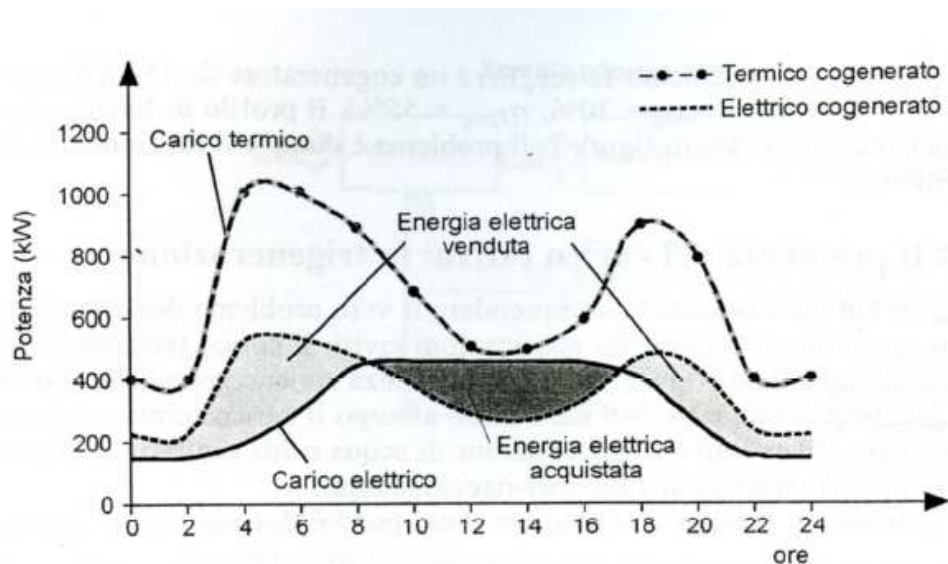


Figura 5.7: Profilo di carico d'impianto cogenerativo regolato in modalità termico a seguire

Nessuno di questi metodi di dimensionamento è corretto ed universalmente valido, perché si devono tenere in considerazione altri fattori.

Valgono dunque le seguenti considerazioni:

- dissipare calore è sempre sconveniente; per le applicazioni civili il maggior risparmio si ha sul metano (defiscalizzato);
- il costo dell'impianto è proporzionale alla potenza elettrica generata, quindi, a parità di rendimenti, di energia elettrica prodotta, di energia termica utilizzata, e di tariffe di acquisto dell'energia primaria, un cogeneratore di maggior potenza avrà un pay-back più lungo;

- nonostante il rendimento globale rimanga pressoché invariato, il rendimento elettrico (a cui sono legati i benefici fiscali) peggiora quando il cogeneratore opera a carico ridotto.

Per queste ragioni si predilige dimensionare il cogeneratore in modo che esso operi a pieno carico per un maggior numero di ore l'anno, producendo potenza termica utile, che non deve mai essere smaltita, e potenza elettrica che può essere utilizzata o venduta.

Il dimensionamento dell'impianto di cogenerazione, dunque, dovrebbe essere effettuato sulla base del soddisfacimento della minima potenza termica richiesta, ottenendo uno scenario come mostrato in Fig. 5.8.

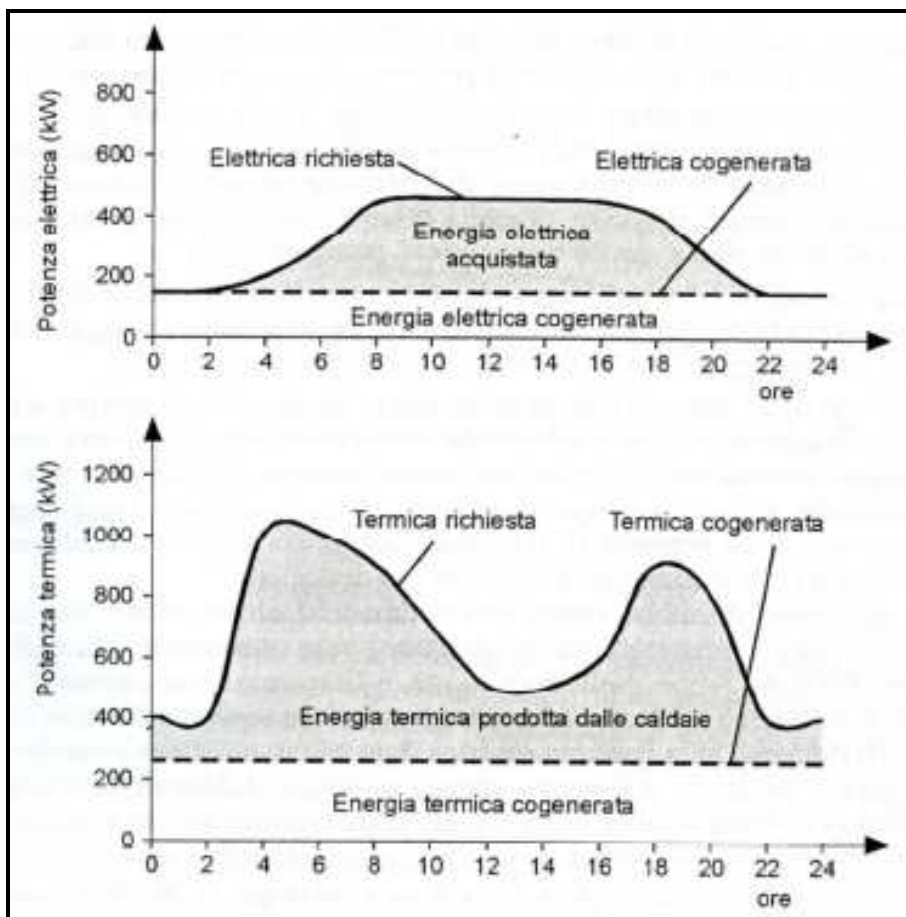


Figura 5.8: Profilo di carico d'impianto cogenerativo regolato in modo da soddisfare la minima potenza termica

Quanto detto finora, riguarda la distribuzione giornaliera su base oraria del carico. Si osserva però, un ulteriore problematica soprattutto nel caso di applicazioni della cogenerazione nel settore civile: in estate il carico termico si riduce notevolmente, limitandosi alla sola

produzione di acqua calda sanitaria, mentre il carico elettrico aumenta a causa della richiesta per la climatizzazione degli ambienti (Fig. 5.9).

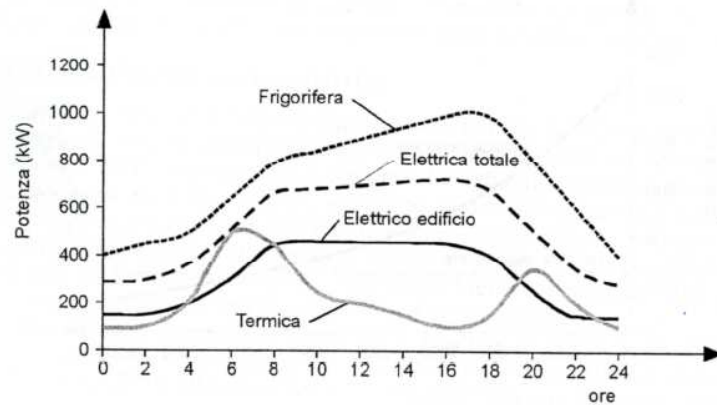


Figura 5.9: Curve di carico su base oraria tipiche di un'utenza civile nel periodo estivo

Mantenendo il dimensionamento precedentemente illustrato per il caso invernale, si avrebbe una situazione come quella in Fig. 5.10 in cui, parte dell'energia termica prodotta deve essere scaricata in atmosfera.

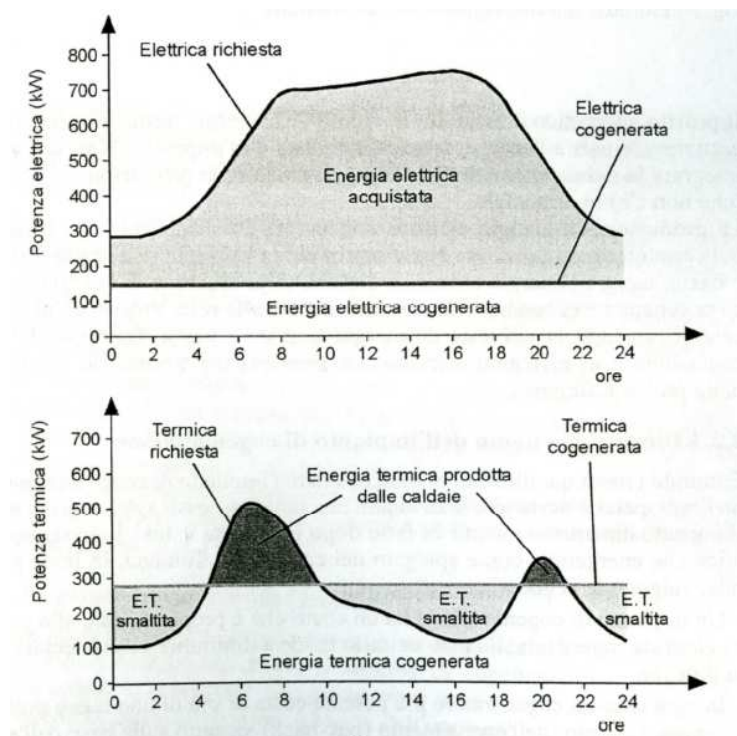


Figura 5.10: Profilo di funzionamento nel periodo estivo senza l'ausilio di frigorifero ad assorbimento

Non è però detto che sia ancora conveniente ridurre la taglia del cogeneratore, poiché, in tal caso, si avrebbe in inverno la quasi totalità dell'energia termica prodotta dalle caldaie.

La soluzione ideale è aumentare il carico termico estivo, utilizzando gruppi frigoriferi ad assorbimento in grado di produrre energia frigorifera a partire da energia termica (Fig. 5.11).

Si osservi che, l'inserimento dei gruppi frigoriferi ad assorbimento nella configurazione impiantistica, consente la riduzione del carico elettrico richiesto (impiegato per la tradizionale climatizzazione), riducendo il fabbisogno di energia da acquistare dalla rete [1].

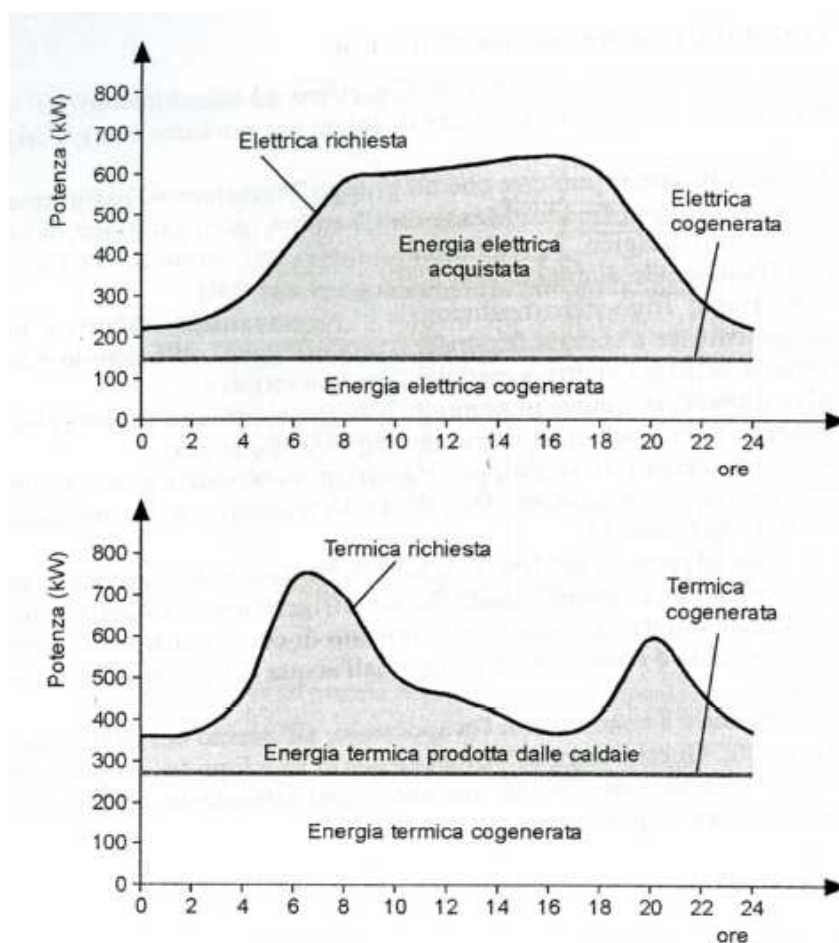


Figura 5.11: Profilo di funzionamento nel periodo estivo con l'inserimento di frigorifero ad assorbimento

5.3.1 Dimensionamento basato sulla curva cumulativa della domanda.

Un ulteriore strumento per valutare la fattibilità di impianti CHCP è costituito dalla curva cumulativa della domanda. La suddetta curva presenta nell'asse delle ascisse le ore dell'anno

ed in quella delle ordinate i livelli di domanda, espressi in termini di potenza media su base oraria; un generico punto P della curva, di coordinate X_P - Y_P , rappresenta il numero di ore annuo X_P per le quali la domanda termica si mantiene maggiore o uguale a Y_P . (Fig. 5.12) Tale curva consente di cogliere il legame tra i livelli di domanda termica e le durate annue in cui tale potenza è richiesta, consentendo di quantificare la quantità di energia complessivamente richiesta, come area sottesa alla curva stessa e consente inoltre di capire gli effetti, in termini di funzionamento annuo, delle scelte effettuate sulla taglia d'impianto.

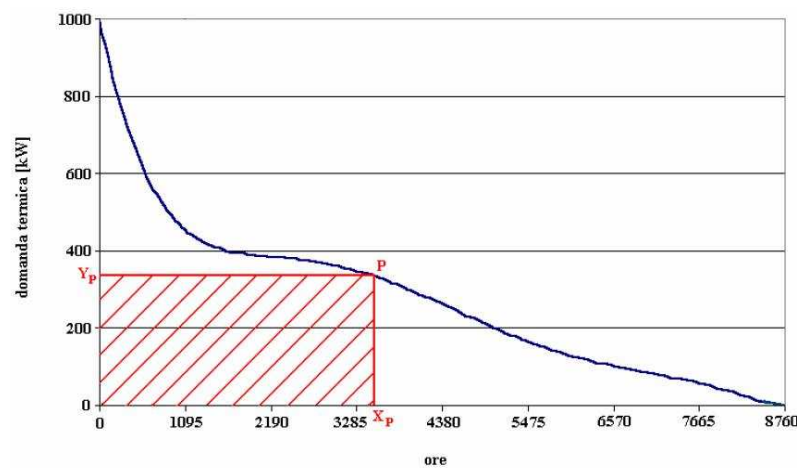


Figura 5.12: Curva cumulativa della domanda termica

Dimensionamento su taglie elevate

Seguendo la domanda termica, l'unità CHP opererà a pieno carico per un tempo annuo ridotto: l'unità CHP è chiaramente sovradimensionata, di fatti al fine di conseguire una fattibilità economica l'impianto dovrebbe operare per almeno 4.000 ore annue di funzionamento annue.

Dimensionamento su taglie ridotte

Seguendo la domanda termica, l'unità CHP opererà a pieno carico per un tempo annuo piuttosto elevato:

- una significativa frazione del potenziale cogenerativo dell'utenza è perduta a causa del sottodimensionamento dell'impianto;

- il tempo di ritorno dell'investimento risulterà breve, ma il Valore Attuale Netto dell'investimento sarà ben inferiore al massimo conseguibile.

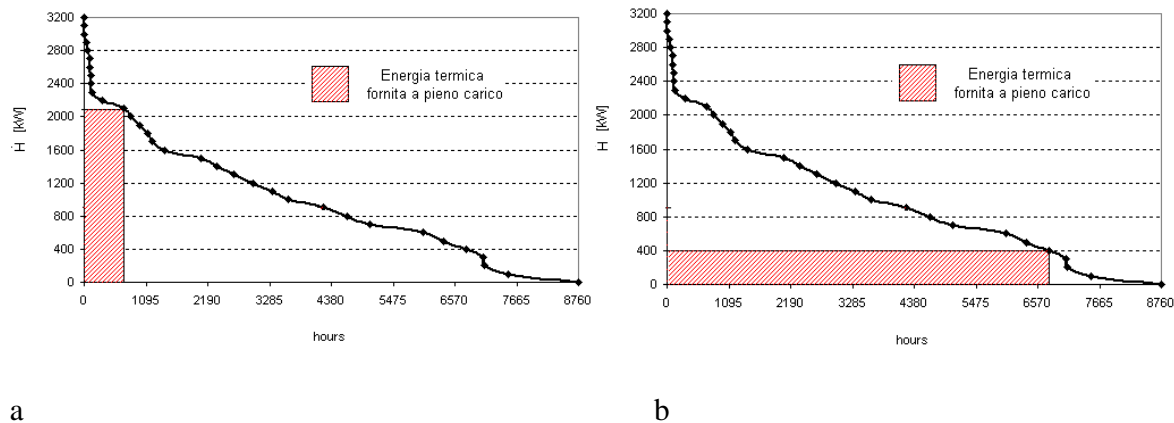


Figura 5.13: Dimensionamento dell'impianto CHP basato sulla curva cumulativa della domanda.
a) Dimensionamento su taglie elevate b) Dimensionamento su taglie ridotte

La curva cumulativa della domanda non fornisce indicazione sulla successione temporale dei livelli di domanda registrati inoltre, essendo indipendente dal sistema tariffario non fornisce alcuna indicazione economica circa la fattibilità e la convenienza dell'investimento.

Nella pratica progettuale il criterio per il dimensionamento dei gruppi CHP è basato sulla massimizzazione dell'energia fornita a pieno carico nel corso dell'anno, ossia la taglia del motore deve consentire la massimizzazione dell'area sottesa alla curva mostrata in Fig. 5.13.

Il dimensionamento dell'impianto CHP sulla base della curva cumulativa della domanda termica sembra comunque fondato e largamente utilizzato a fini progettuali, ma essendo tale curva indipendente dalla curva cumulativa dei consumi elettrici, non fornisce indicazioni circa il livello di copertura della domanda elettrica [2, 3].

5.3.2 Dimensionamento basato sulla domanda termica aggregata.

Il professore ing.A. Piacentino, nel corso della ricerca svolta al fine di identificare il lay-out e la taglia ottimale di un sistema di poligenerazione [3], estende il metodo di dimensionamento basato sulla curva cumulativa della domanda agli impianti trigenerativi (CHCP) sostituendo, nella fase di dimensionamento, la domanda termica con una “*domanda termica aggregata*”,

(Aggregate Thermal Demand, ATD), che includa i possibili consumi di calore per l'alimentazione di un frigorifero ad assorbimento, in relazione ai profili reali di domanda frigorifera. Il Prof. Piacentino definisce l'Aggregate Thermal Demand (ATD), come la somma dei consumi di calore per acqua calda sanitaria e riscaldamento e di quelli per l'alimentazione di gruppi frigoriferi ad assorbimento.

Per un fissato valore del COP dell'assorbitore (COP_{Ass}), indicando con D_h i consumi termici per usi diretti e con D_c i consumi frigoriferi, identifica il valore ATD come:

$$ATD = D_h + \alpha \frac{D_c}{COP_{Ass}} \quad (5.1)$$

dove $\frac{D_c}{COP_{Ass}}$ rappresentano i consumi termici destinati all'alimentazione dell'assorbitore

Il fattore α è pari ad 1 nelle ore dell'anno nelle quali la potenza dell'assorbitore consente di la totalità della domanda frigorifera, è inferiore all'unità, e pari al rapporto tra capacità dell'assorbitore e potenza termica richiesta, nelle altre ore dell'anno.

Come si può notare dall'equazione 5.1, per il tracciamento della ATD è necessario fissare preliminarmente un valore del COP dell'assorbitore, ovvero determinare la taglia dello stesso.

Come si può notare dalla Fig. 5.14 il profilo della ATD è più “panciuto” (così come la definisce lo stesso professore Piacentino) rispetto alla semplice domanda termica aggregata.

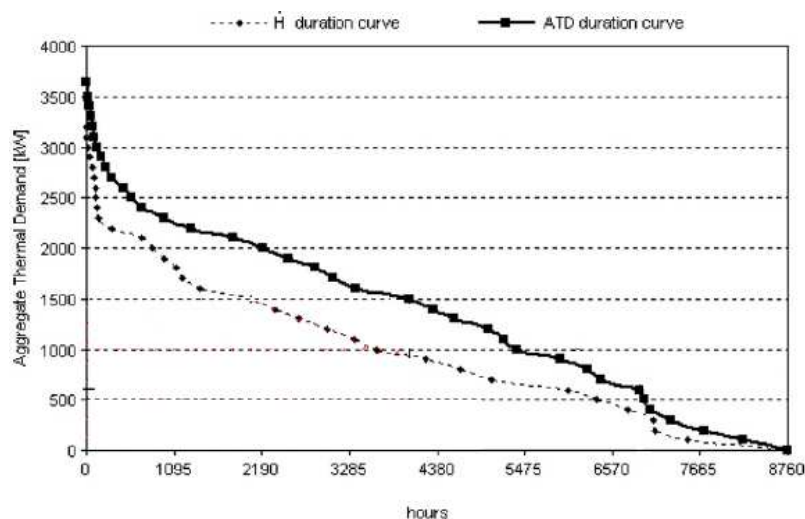


Figura 5.14: Profilo della l'Aggregate Thermal Demand (ATD)

Il professore Piacentino completa la trattazione ipotizzando un dimensionamento nel cosiddetto “punto di integrale massimo”, ossia il punto che massimizza il prodotto “ascissa per ordinata” dei punti della curva cumulativa, tale prodotto rappresenta l’energia fornita a pieno carico. Egli ricava dalla curva cumulativa l’andamento dell’energia fornita a pieno carico per diverse taglie del motore primo; tale andamento è rappresentato da una curva a campana che assume valore nullo agli estremi e presenta un massimo dipendente dall’andamento della curva cumulativa.

Il metodo viene applicato ad utenze del settore alberghiero (7 alberghi sul territorio nazionale) giungendo alla conclusione che la taglia “ottimale” del motore primo sarebbe compresa tra il 15 ed il 38 % del picco (Fig. 5.15).

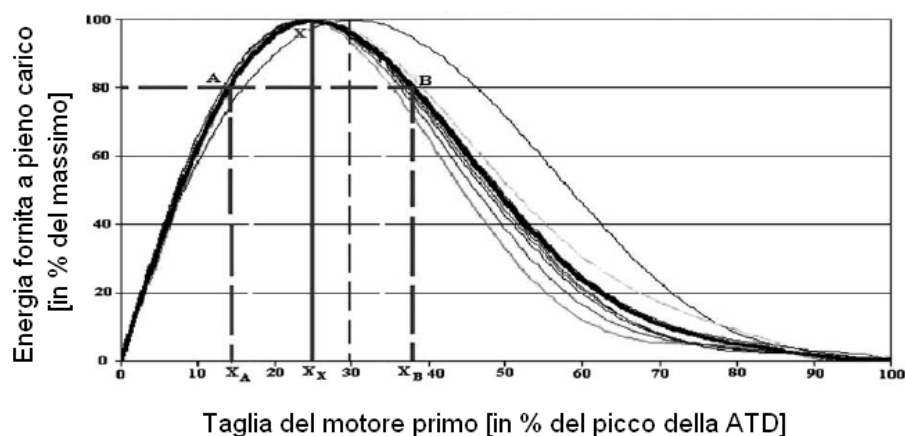


Figura 5.15: Dimensionamento del motore CHP basato “punto di integrale massimo” per il settore alberghiero

5.4 METODI PER L’ANALISI ECONOMICA DEGLI INVESTIMENTI: FONDAMENTALI PARAMETRI DI MERITO ECONOMICI

In questa sezione si riporta una breve illustrazione dei metodi standard di analisi dell’investimento che verranno successivamente utilizzati per effettuare le successive analisi energoeconomiche.

L’analisi di convenienza economica richiede uno studio preliminare delle condizioni tecnico-economiche legate alla proposta di investimento da esaminare.

In particolare, rilevante importanza rivestono la determinazione dell'intervallo di tempo a cui estendere l'analisi (orizzonte economico o orizzonte temporale), nonché la valutazione del flusso di cassa netto (cash flow), cioè la sommatoria algebrica di tutte le transizioni di denaro, che avvengono in un'ipotetica cassa, durante il generico periodo dell'orizzonte temporale; essi sono considerati con il segno positivo o negativo a seconda che risultino rispettivamente entrate o uscite. Un ulteriore fattore fondamentale ai fini della valutazione economica dell'investimento, è il tasso di attualizzazione che si definisce come quel tasso d'interesse da impiegare per trasferire al tempo 0, ossia ad oggi, un capitale finanziario esigibile in una certa data futura. I flussi di cassa si definiscono attualizzati se sono riportati ad oggi tramite il tasso di attualizzazione.

I metodi standard d'analisi d'investimento, in regime deterministico, possono essere essenzialmente classificati in due tipi:

- metodi che non tengono conto del valore attuale dei futuri flussi monetari, definiti come *metodi semplici*
- metodi che tengono conto del valore attuale dei futuri flussi monetari, definiti come *metodi precisi*

In particolare verranno brevemente illustrati: fra i metodi semplici il Pay Back Time (PBT) e fra i metodi precisi il Valore Attuale Netto (VAN, in inglese Net Present Value NPV).

5.4.1 Il Pay Back Time (PBT)

Il tempo di recupero del capitale investito, o Pay Back Time, è definito dal minor numero minimo di anni che rende maggiore o uguale la somma algebrica dei flussi di cassa netti rispetto all'investimento iniziale I_0 . Quindi tale periodo è il tempo necessario affinché l'investimento ripaghi se stesso. Tale parametro è facilmente calcolabile secondo l'equazione 5.2:

$$I_0 \leq FC_1 + FC_2 + \dots + FC_n \quad (5.2)$$

Dove FC_{1-n} sono i flussi di cassa generati all'n-esimo anno, I_0 è l'investimento iniziale all'anno 0 ed n è il numero minimo di anni che soddisfa tale relazione.

Tuttavia, questo metodo non fornisce indicazioni sulla redditività dell'investimento, né consente di ottenere informazioni riguardanti i periodi successivi a quello di recupero e, essendo un metodo semplice, uniforma tutti i futuri flussi di cassa trascurandone l'attualizzazione. Infine esso è un indicatore di rischio e non di redditività.

5.4.2 Il Valore Attuale Netto (Net Present Value, NPV)

Il “NPV” è definito come la differenza tra i flussi di cassa, nel periodo di vita utile dell’impianto, attualizzati all’anno n_{life} (ovvero il valore attuale dei costi connessi alla produzione combinata) e l’investimento capitale effettuato nel medesimo anno.

$$NPV: -I + \sum_{i=1}^{n_{life}} FC \times \frac{P}{A}(int, n_{life}) \quad (5.3)$$

dove:

- I è il capitale investito all’anno 1 espresso in €;
- FC rappresentano i flussi di cassa (in €) estesi agli n_{life} periodi (anni) dell’orizzonte temporale;
- $\frac{P}{A}(int, n_{life}) = \frac{(1+int)^{n_{life}} - 1}{int * (1+int)^{n_{life}}}$ è il fattore di attualizzazione per il periodo di vita utile dell’impianto n_{life} ed interesse percentuale int [€/anno]

Il NPV quantifica il contributo di un investimento all’incremento di valore del capitale in valori monetari.

5.4.3 Lo Spark Spread (SS) e Il Total Supply Spread (TSS)

Nel corso della ricerca sui sistemi CHCP i proff. E. Cardona e A. Piacento definiscono due indicatori utili per la valutazione della convenienza economica dei suddetti sistemi [4, 5].

Lo Spark Spread (SS) viene definito come il rapporto tra il prezzo di mercato di un kwh di energia elettrica ed il costo del combustibile consumato per produrre, per fissata efficienza elettrica dell’unità CHP (η_e^{CHP}), 1 kwh di energia elettrica.

$$SS = \frac{MP_e}{\frac{1}{\eta_e^{CHP}} \cdot \frac{3600}{LHV_{fuel}^{CHP}} \cdot MP_{fuel}^{CHP}} \quad (5.4)$$

dove il fattore 3600 è introdotto ai fini dell’assunzione di MP_e e MP_{fuel}^{CHP} espresse in €/kWh e €/Nm³ o €/kg (per fuel gassosi o liquidi) rispettivamente ed un potere calorifico inferiore del fuel CHP (LHV_{fuel}^{CHP}) espresso in kJ/Nm³ o kJ/kg,

Lo Spark Spread riflette l’intrinseca convenienza ad autoprodurre elettricità, infatti se:

$$SS \begin{cases} > 1 \rightarrow \text{Autoproduzione (Remunerativo)} \\ = 1 \rightarrow \text{Autonomo (Indifferente)} \\ < 1 \rightarrow \text{Autoproduzione (non Remunerativo)} \end{cases}$$

Valori di SS maggiori dell'unità indicano la convenienza ad autoprodurre l'energia elettrica, anche quando essa rappresenta il solo output utile.

Un altro parametro definito dai sopracitati professori è il Total Supply Spread (TSS) definito come il rapporto tra prezzo di mercato di un kwh di energia elettrica più il costo evitato in caldaia tramite il recupero del calore che si cogenera quando si produce un kwh elettrico, ed il costo del combustibile consumato per produrre, con efficienza elettrica dell'unità CHP (η_e^{CHP}), 1 kWh di energia elettrica.

$$TSS = \frac{MP_e + \frac{1}{PHR_{\text{CHP}}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{boil}}} \cdot \frac{3600}{LHV_{\text{fuel}}^{\text{boil}}} \cdot MP_{\text{fuel}}^{\text{boil}}}{\frac{1}{\eta_e^{\text{CHP}}} \cdot \frac{3600}{LHV_{\text{fuel}}^{\text{CHP}}} \cdot MP_{\text{fuel}}^{\text{CHP}}} \quad (5.5)$$

Il secondo termine al numeratore rappresenta dunque il costo che si dovrebbe sostenere con l'utilizzo di una caldaia tradizionale per produrre la medesima quantità di calore recuperato dall'unità CHP ($1/PHR_{\text{CHP}}$, dove PHR_{CHP} è il Power to Heat Ratio del motore primo) che produce 1 kWh di elettricità.

Il TSS tiene in considerazione la possibilità di assegnare prezzi differenti rispettivamente al fuel utilizzato per l'alimentazione dell'unità CHP e del boiler ausiliario.

$$TSS \begin{cases} > 1 \rightarrow \text{Autoproduzione (Remunerativo)} \\ = 1 \rightarrow \text{Autonomo (Indifferente)} \\ < 1 \rightarrow \text{Autoproduzione (non Remunerativo)} \end{cases}$$

I valori di TSS ed SS variano su base oraria, in quanto su tale base variano i prezzi dell'energia ed inoltre, in una generica ora i il valore di TSS_i è sempre superiore a SS_i .

Questi due indicatori e la valutazione dei valori che essi assumono nell'iesima ora saranno utili, come si vedrà nei successivi paragrafi, ai fini della valutazione della gestione ottimale dei componenti del sistema CHCP.

Bibliografia

- [1].M. Vio, Impianti di cogenerazione; Editoriale Delfino, 2009.
- [2].P. A. Katsigiannis, D. P. Papadopoulos, A general technoeconomic and environmental procedure for assessment of small-scale cogeneration scheme installation: application to a local industry operating in Thrace, Greece, using microturbines, Energy Conversion & Management, 2005, vol.46, pp 3150-3174.
- [3].A. Piacentino, Tesi di dottorato, Applicazione della cogenerazione e della rigenerazione in edifici residenziali e del terziario civile: analisi energetica, energetica ed economica delle diverse soluzioni impiantistiche utilizzabili, 2004.
- [4].Cardona E., Piacentino A., A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas, Applied Thermal Engineering, 2003, Vol. 23, pp. 1665-1680.
- [5].-Piacentino A., Cardona F., An original multi-objective criterion for the design of small-scale polygeneration systems based on realistic operating conditions, Applied Thermal Engineering, 2008, Vol. 28, pp. 2391-2404.

6 VERSO NUOVE STRATEGIE DI PIANIFICAZIONE: LE μ GRID ENERGETICHE

Introduzione

Come noto, gli operatori del sistema elettrico si trovano attualmente costretti a fronteggiare un crescente numero di problemi, correlati in buona sostanza all'aumento delle richieste energetiche, alle nuove politiche ambientali e alle pressioni economiche del mercato. La diffusione in larga scala della generazione distribuita, potenzialmente in grado alleggerire il sistema di trasmissione e di risolvere in parte tali problemi, è rallentata dallo stato in cui si trova il sistema di distribuzione, che al momento non è in grado di accogliere una forte penetrazione di GD. I motivi sono diversi, ma derivano principalmente dal fatto che nel corso degli anni le reti di distribuzione non sono state concepite tenendo conto della possibilità di produrre in loco parte della potenza necessaria al sostentamento dei carichi. Da queste considerazioni si intuisce l'esigenza di studiare nuove soluzioni di rete in grado di rispondere alle sopracitate esigenze, ottimizzando i benefici e minimizzando gli inconvenienti eventualmente imputabili ad una massiccia presenza di GD nel sistema di distribuzione.

6.1 LE μ GRID ENERGETICHE

Nell'ambito della discussione sui cambiamenti climatici, l' European Regulators' Group for Electricity and Gas (ERGEG) ha ricordato che durante il quarto Forum mondiale della regolazione dell'energia (WFER), tenutosi ad Atene (12-21 ottobre 2009), è stata adottata la dichiarazione sul clima della Confederazione Internazionale, appena fondata, dei regolatori nazionali dell'energia (International Confederation of Energy Regulation -ICER²), nella quale i

²La Confederazione Internazionale Icer raggruppa 11 associazioni di Regolatori: Afur (Africa) Ariea (America Latina), Camput (Canada), Ceer (l'Associazione dei Regolatori dell'Unione europea), Eapirf (Asia orientale e Pacifico), ERRA (Europa centrale ed orientale), Medreg (l'Associazione dei Regolatori del Mediterraneo), Naruc (Stati Uniti), Oocur (Paesi dei Caraibi), Rera (Africa meridionale) e Safir (Asia meridionale).

regolatori si sono assunti l'impegno di intraprendere una serie di iniziative (otto "azioni") per contribuire alla lotta ai cambiamenti climatici. In dettaglio le azioni proposte sono le seguenti:

- creazione di una nuova Confederazione dei Regolatori nel settore energetico (ICER);
- supporto alla distribuzione dell'energia nei mercati in via di sviluppo;
- promozione dell'efficienza energetica;
- analisi delle politiche di promozione delle energie rinnovabili e della generazione distribuita alla luce del loro impatto sul funzionamento delle reti, sulla struttura dell'offerta e sulla concorrenzialità del settore;
- condivisione delle "best practice" a livello mondiale;
- miglioramento della cooperazione tra le autorità di regolazione nazionali;
- rafforzamento dell'impegno nelle iniziative internazionali contro i cambiamenti climatici;
- promozione della sicurezza degli approvvigionamenti contenendo al contempo i costi dell'energia per tutti i consumatori.

Sempre nell'ambito della discussione sui cambiamenti climatici, è stato approfondito il tema delle microgrid (*μgrids*) definita come: una "rete energetica in grado di integrare intelligentemente i fabbisogni di tutti gli utenti connessi (produttori e consumatori) al fine di distribuire energia in modo efficiente, sostenibile, economicamente vantaggioso ed affidabile" [1, 2].

Un possibile ed interessante sviluppo nell'impiego della GD è dunque costituito dalla realizzazione delle *μgrid*, che consistono sostanzialmente in piccole reti che riproducono al loro interno la struttura del sistema di produzione e distribuzione dell'energia (Fig. 6.1).

Nonostante il concetto di *μgrid* sia oramai ricorrente in letteratura, attualmente non esiste una definizione precisa e universalmente accettata. Una *μgrid* può essere definita come un insieme di generatori, carichi e sistemi di accumulo dell'energia connessi tra loro e capaci di operare indipendentemente dalla rete elettrica. Un'altra definizione viene fornita dal CERTS (Consortium for Electric Reliability Technology Solutions), che definisce come Mgrid un insieme di microsorgenti e carichi operanti come un singolo sistema che produce energia elettrica e calore [3].

Il concetto di Mgrid, complementare alle reti attive, è sviluppato prevalentemente negli USA e come detto prevede la realizzazione di piccole porzioni di rete in cui vi sia sufficiente generazione per sostenere, almeno parzialmente, il carico presente.

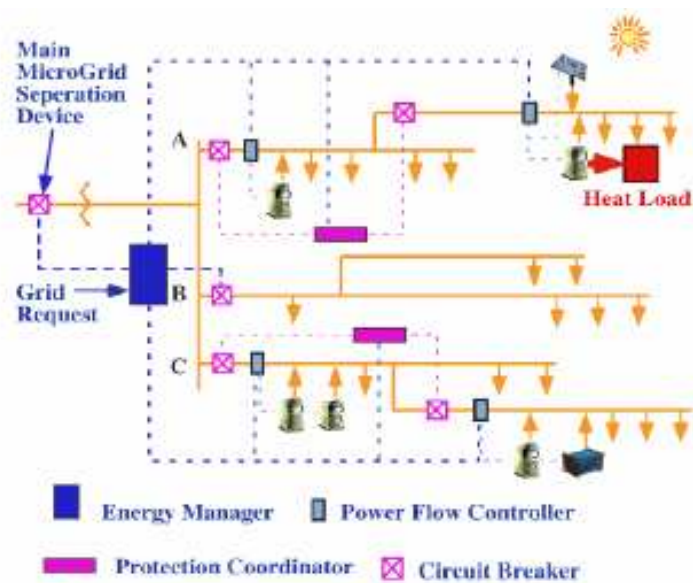


Figura 6.1: Configurazione tipica della μgrids

Le μgrid possono essere assimilate alle celle delle reti attive in quanto dotate di un sistema di controllo locale che regola gli scambi di energia tra carichi, generazione e rete esterna; in occasione di disservizi nel sistema di alimentazione principale la μgrid può restare in isola intenzionale, fornendo energia ai carichi che abbiano maggiori necessità di continuità.

Anche se non esiste una definizione univoca, si può comunque tranquillamente affermare che una μgrid è:

- un gruppo di piccole sorgenti, sistemi di accumulo e carichi che sono visti dalla rete elettrica come un semplice carico passivo;
- progettata, costruita e controllata dall'utente, secondo criteri tecnici ed economici definibili dall'utente stesso;
- connessa alla rete elettrica classica (detta anche MacroGrid), anche se può lavorare anche in isola.

Come si nota dalla Fig. 6.2, la soluzione tecnico-organizzativa al distretto energetico passa attraverso le logiche di controllo che possono essere implementate attraverso le reti di energia e di dati. Infatti, nella rappresentazione di Fig. 6.2 trovano posto le componenti essenziali del distretto energetico, che sono:

- i sistemi di generazione distribuita per micro/poli-generazione;
- i sistemi di accumulo;

- i nodi di carico/generazione;
- le reti di energia e di dati.

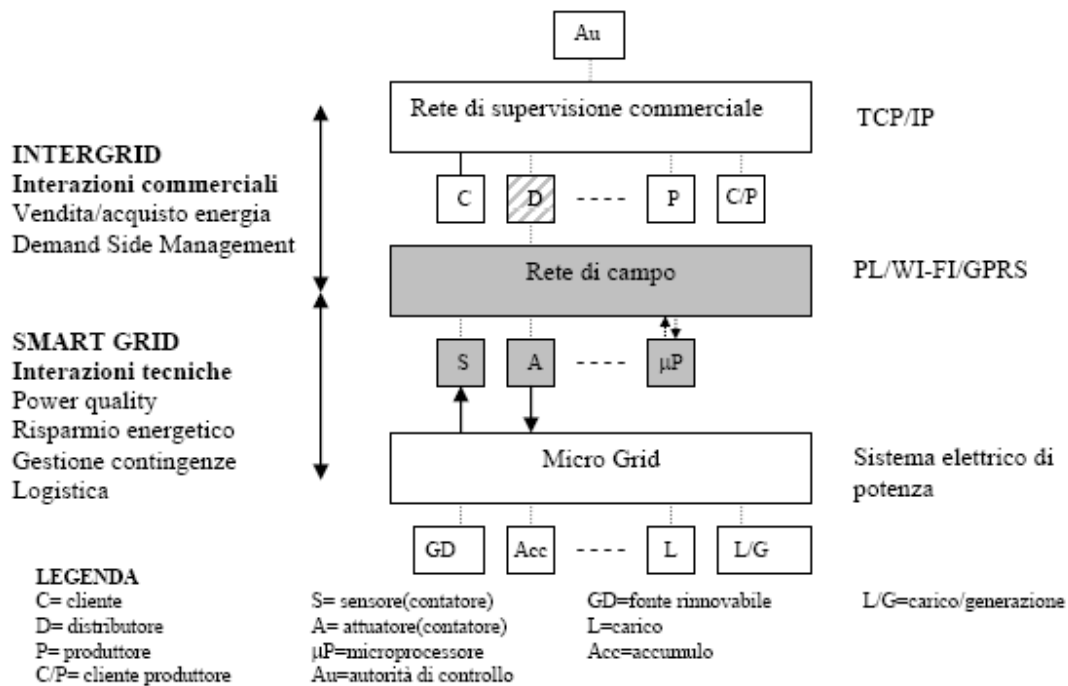


Figura 6.2: Configurazione tipica della μgrids

Ciascuno di essi dialoga costantemente con un sistema centrale di controllo che riceve dati e segnali dal campo ed eroga comandi attraverso gli attuatori. Evidentemente, l'approccio integrato prevede la gestione e la trasformazione dell'energia passando attraverso gli stadi intermedi della distribuzione sotto forma di energia elettrica o termica.

Le μgrids sono dunque reti di distribuzione di energia elettrica, tipicamente in bassa tensione, che comprendono varie tipologie di generatori elettrici distribuiti (es. generatori fotovoltaici, eolici, cogeneratori, altre tipologie di generazione distribuita) e la presenza di dispositivi di accumulo e di controllo del carico, complessivamente denominabili come Distributed Energy Resources (DER). Le μgrids hanno capacità variabili tra poche centinaia di kW e alcuni MW e si possono distinguere in non autonome e autonome: le prime possono operare solo connesse alla rete principale di distribuzione, le seconde sono quelle in grado di operare in isola, cioè in assenza della rete principale, consentendo in questo modo la continuità del servizio alle utenze

collegate anche in caso di guasto nella rete principale. La μ grid è quindi una entità controllata che può essere gestita come un aggregato di generatori e/o di carichi in risposta a prospettive economiche.

6.1.1 Classificazione delle μ grid.

Le architetture di sistema elettrico di distribuzione nelle microreti si caratterizzano sulla base dei seguenti fattori:

- struttura radiale o magliata;
- numero e tipologia di sistemi di generazione/accumulo
- numero e tipologia di carichi (priorità, controllabile/non controllabile; residenziale, commerciale, terziario, etc...).

Una interessante classificazione di microreti può essere fatta sulla base dei parametri sopra illustrati, come riportato nel report sulle μ grid a cura della California Energy Commission [5].

Single facility μ grid: Queste microreti si riferiscono alle infrastrutture elettriche a servizio di edifici industriali e commerciali, residenziali, ospedali, con carichi tipicamente al di sotto dei 2 MW. Tali sistemi hanno bassa inerzia e richiedono una generazione di supporto per funzionamento in isola. Le microreti, in tal caso, verranno progettate per incrementare la disponibilità e la qualità dell'energia, ed un loro sottoinsieme destinato ad alimentare carichi che richiedono assoluta continuità del servizio, come gli ospedali, richiederanno una transizione senza soluzione di continuità fra funzionamento connesso alla rete e funzionamento in isola.

Multiple Facility μ grid: Questa categoria comprende più edifici o strutture, con carichi tipicamente fra i 2 e i 5 MW. Esempi includono campus universitari, e distretti municipali, agglomerati industriali, commerciali e residenziali. Come nel caso di 'single facility μ grids' il progetto del sistema di alimentazione verrà guidato dalla necessità di garantire massima disponibilità e qualità dell'energia.

Feeder μ grid: In tal caso, la microrete gestirà la generazione e/o il consumo di energia di tutti i carichi all'interno di un unico feeder, che può sopportare 5-10 MW. Tali microreti possono incorporare microreti di minori dimensioni dei tipi sopra descritti, single o multiple facility. L'attrattività di tali strutture risiede nella possibilità potenziale di sviluppare miglioramenti nella qualità e nella disponibilità dell'energia a scala locale offerta dalla possibilità di separare

la microrete ed i suoi carichi dalla rete principale in presenza di disturbi. Le aziende distributrici, le municipalizzate e le cooperative possono essere i futuri gestori di tali sistemi.

Substation μ grid: Tale tipologia di microrete è in grado di gestire la generazione e/o il carico di tutte le unità connesse alla sottostazione, che può gestire fino a 5-10 MW. Essa potrà includere microreti delle tipologie descritte sopra e verrà progettata utilizzando gli stessi criteri descritti per le Feeder μ grids.

6.1.2 Vantaggi e svantaggi delle μ grid

Come intuibile, i vantaggi associati alle μ grid sono molteplici; esse hanno, infatti, la potenzialità di alimentare un gruppo di utenti adattando la qualità e la natura della fornitura alle esigenze dei consumatori, riducendo potenzialmente i costi di acquisto dell'energia. Una rete autonoma può risultare conveniente in aree dove sia particolarmente carente la rete di trasmissione e/o di distribuzione o dove la sua costruzione sia decisamente antieconomica e, più in generale, in tutti quei casi in cui si avverta in modo particolare il peso del costo della trasmissione e della distribuzione. In tal senso si può anche affermare che, in particolari condizioni, il ricorso a sistemi autonomi di produzione e distribuzione potrebbe consentire agli utenti di acquistare l'energia a costi più contenuti.

Per contro, questa potenziale riduzione di costi potrebbe essere completamente vanificata dalla necessità di fornire alla μ grid un livello di affidabilità comparabile con quello della rete pubblica, e comunque adatto alle esigenze degli utenti alimentati. Il ridotto numero di utenti connessi alla microrete, infatti, impedisce in generale che ci si possa avvantaggiare in modo significativo della naturale compensazione tra i vari carichi e che quindi potrebbe essere necessario operare un notevole sovradimensionamento degli impianti. Si può pertanto affermare che, per gestire in modo efficiente ed economico una rete isolata, è necessario che il numero di utenti presenti sia abbastanza alto da garantire una buona compensazione; d'altro canto, un numero troppo elevato di utenti rischierebbe di portare al livello delle microreti i tipici problemi delle grandi reti di distribuzione.

Nel caso delle μ grid autonome, il dispacciamento della potenza prodotta da risorse distribuite e le problematiche connesse alla regolazione delle frequenza e della potenza richiedono l'adozione di idonee tecniche di controllo, simili a quelle che dovranno essere impiegate per la gestione della GD nelle reti di distribuzione pubblica, e di adeguati sistemi di comunicazione.

Il discorso è invece differente per le μ grid non autonome che, anche se lasciano ai consumatori e ai produttori l'onere dello sviluppo, della realizzazione e del mantenimento della rete, presentano l'indubbio e grande vantaggio di poter utilizzare la rete di distribuzione in modo da avere fissate tensione e frequenza di riferimento, di poter fornire potenza agli utenti anche in caso di perdita di risorse distribuite e di consentire la vendita alla rete di eventuali esuberi di produzione di energia. Un altro aspetto molto importante, infine, è che la microrete garantisce l'alimentazione degli utenti ad essa afferenti anche nell'eventualità in cui si abbiano guasti nella rete pubblica di distribuzione, sempre che la produzione possa far fronte al carico in quei momenti, aumentando quindi il livello di qualità del servizio [6, 7].

Un fattore fondamentale per lo sviluppo delle microreti non autonome è che esse presentano delle potenzialità allettanti anche per i distributori di energia in quanto:

- Aprono nuovi mercati per la progettazione, lo sviluppo e la gestione;
- Permettono di controllare i flussi di potenza reattiva nel sistema, dal momento che la GD può contribuire a fornire la potenza necessaria ai carichi della microrete per una più efficace regolazione della tensione;
- Consentono la vendita di combustibile alle risorse distribuite.

6.2 INTEGRAZIONE DEI SISTEMI CHP E CHCP NELLE μ GRIDS ENERGETICHE.

6.2.1 Il Teleriscaldamento

Un importante punto di forza delle μ grid è rappresentato dal basso impatto ambientale, e dall'impatto positivo sulla sicurezza ed affidabilità della rete elettrica e del sistema energetico nazionale. A questo proposito bisogna innanzitutto considerare che l'installazione dei generatori in prossimità dei carichi permette di ridurre le perdite e le congestioni in rete, con un impatto che si traduce in un aumento della affidabilità della rete elettrica ed un risparmio di energia primaria a parità di energia fornita al carico.

A tal proposito, è evidente come la naturale evoluzione del concetto di microrete elettrica sia costituita dalla microrete energetica, basata su sistemi di produzione CHP e CHCP.

Si è evidenziato nei capitoli precedenti, che i sistemi di poligenerazione sono in grado di conseguire forti incrementi di efficienza globale (efficienza intesa come indice di utilizzo

dell'energia primaria del combustibile) rispetto ai “sistemi convenzionali”, intesi questi ultimi come quei sistemi che realizzano la produzione separata di energia elettrica e calore. I sistemi di cogenerazione trovano il loro naturale (e più conveniente) inserimento in realtà produttive ove esiste contemporanea necessità di energia elettrica e calore (industrie alimentari, cartarie, tessili, petrolchimiche, ecc.), potendo utilizzare i due vettori energetici “sul posto”, e quindi massimizzando il valore economico dei vettori stessi. Ma la soluzione cogenerativa, nel settore produttivo, può essere conveniente, sotto certe condizioni, anche laddove è presente solo un consistente fabbisogno termico ed un modesto fabbisogno elettrico. Potendo, infatti, destinare l'energia elettrica ad altri utenti tramite la rete elettrica nazionale, la mancanza di una utenza elettrica in sito non costituisce un vincolo assoluto (come invece è per il vettore termico, difficilmente trasferibile a distanza).

Il fabbisogno termico delle utenze civili (destinato essenzialmente alla climatizzazione ambiente ad alla produzione di acqua calda sanitaria) è particolarmente adatto a essere soddisfatto tramite impianti cogenerativi, trattandosi di un fabbisogno a basso livello entalpico (Fig. 6.3) (temperatura compresa nell'intervallo 50÷80°C) e quindi di energia termica caratterizzata da scarso interesse per la produzione di lavoro.

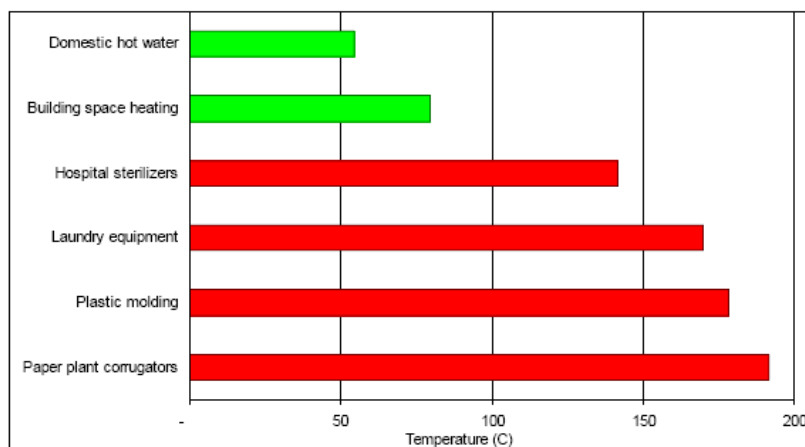


Figura 6.3: Temperature richieste per diversi usi finali

Tuttavia, per poter estendere i vantaggi della produzione combinata al settore della climatizzazione ambiente è necessaria, a differenza del settore produttivo, una rete di trasporto e di distribuzione del calore dalla centrale alle utenze.

Si riporta la definizione di teleriscaldamento che dà l'Autorità per l'Energia Elettrica ed il Gas ovvero: “*sistema di riscaldamento a distanza di un quartiere o di una città che utilizza il*

calore prodotto da una centrale termica, da un impianto di cogenerazione o da una sorgente geotermica. In un sistema di teleriscaldamento il calore viene distribuito agli edifici tramite una rete di tubazioni in cui fluisce l'acqua calda o il vapore”.

Il teleriscaldamento, in inglese District heating (DH), è una soluzione alternativa, rispettosa dell'ambiente, sicura ed economica per la produzione di acqua igienico-sanitaria ed il riscaldamento degli edifici residenziali, terziari e commerciali.

Il termine “teleriscaldamento” evidenzia una specifica caratteristica del servizio, ossia la distanza esistente tra il punto di produzione e i punti di utilizzo del calore: il cuore del sistema è composto da una o più centrali che possono servire edifici situati anche ad alcuni chilometri di distanza collegati tramite un sistema a rete.

Il vincolo sulla prossimità delle utenze esiste solo quando l'auto-produzione di energia prevede l'adozione almeno parziale di sistemi CHCP mentre per generazione elettrica pura è ipotizzabile la coesistenza in un'unica micro-rete di unità di produzione/consumo anche distanti tra loro.

6.2.2 Il teleraffrescamento.

Si definisce teleraffrescamento un sistema di produzione centralizzata di acqua refrigerata destinata alla climatizzazione di ambienti ed il trasporto dell'energia frigorifera fino alle utenze finali tramite una rete urbana del tutto simile, concettualmente, a quella di un sistema di teleriscaldamento (sistema a doppia tubazione preisolata interrata).

In Italia, tuttavia, il teleraffrescamento si è sviluppato prevalentemente secondo una configurazione che prevede la produzione di energia frigorifera presso l'utenza finale tramite gruppi frigo-assorbitori alimentati dalla rete di teleriscaldamento che fornisce il servizio di riscaldamento e acqua calda sanitaria. In altri termini: l'energia viene trasportata a distanza utilizzando ancora acqua calda o surriscaldata e localmente viene trasformata in energia frigorifera (ancora sotto forma di acqua refrigerata a 7°C) tramite gruppi frigoriferi ad assorbimento.

Si osserva come, in genere, una micro-rete di teleraffrescamento presenti maggiore difficoltà di realizzazione rispetto a quella di teleriscaldamento, a causa del minore salto termico tra la mandata ed il ritorno; pertanto si tende generalmente a produrre in loco l'energia frigorifera o

a trasferirla comunque su distanze molto brevi. La necessità di una rete idraulica ad elevato isolamento termico per il trasporto dei fluidi vettori può costituire un limite tecnico-economico per l'estensione alla cogenerazione o alla trigenerazione del concetto di micro-rete elettrica: oltre a presentare un costo elevato, infatti, l'allocazione di tali infrastrutture richiede attività di scavo laboriose e ad elevato impatto sull'attività delle utenze stesse. L'integrazione di utenze di diversa tipologia, oltre alla convenienza derivante dalle elevate potenze ottenute sommando i livelli di domanda delle singole utenze, genera un beneficio aggiuntivo: i diversi profili temporali delle domande delle singole utenze consentono infatti di regolarizzare il profilo complessivo e favorire, come si vedrà, l'uso di sistemi CHCP ed il funzionamento in isola della rete.

6.3 CRITERI PER IL DIMENSIONAMENTO DELLE μ GRID ENERGETICHE ALIMENTATI DA SISTEMI DI POLIGENERAZIONE E NECESSITÀ DI NUOVE STRATEGIE DI PIANIFICAZIONE

Per progettare una rete di teleriscaldamento il primo passo è quello di definire l'area teleriscaldabile che sarà l'oggetto dello studio di fattibilità, che è articolato in più fasi tra loro interagenti come da schema mostrato in Fig. 6.4.

La fase principale dello studio è rappresentata dalla “analisi dell'utenza” il cui fine è quello di stimare la domanda termica teleriscaldabile. In base a questa si prosegue a definire la “localizzazione della centrale”, il “tracciato della rete”, la “tecnologia e il dimensionamento della centrale”. In base ai risultati ottenuti dalle fasi precedenti si simula il funzionamento della centrale ed infine, dunque solo a posteriori, si produce il “bilancio energetico ambientale” e l' “analisi Economica e Finanziaria” [8].

Individuazione dell'area

In linea generale, è possibile identificare delle caratteristiche che l'area, che si intende teleriscaldare, deve possedere affinché il progetto possa essere vincente.

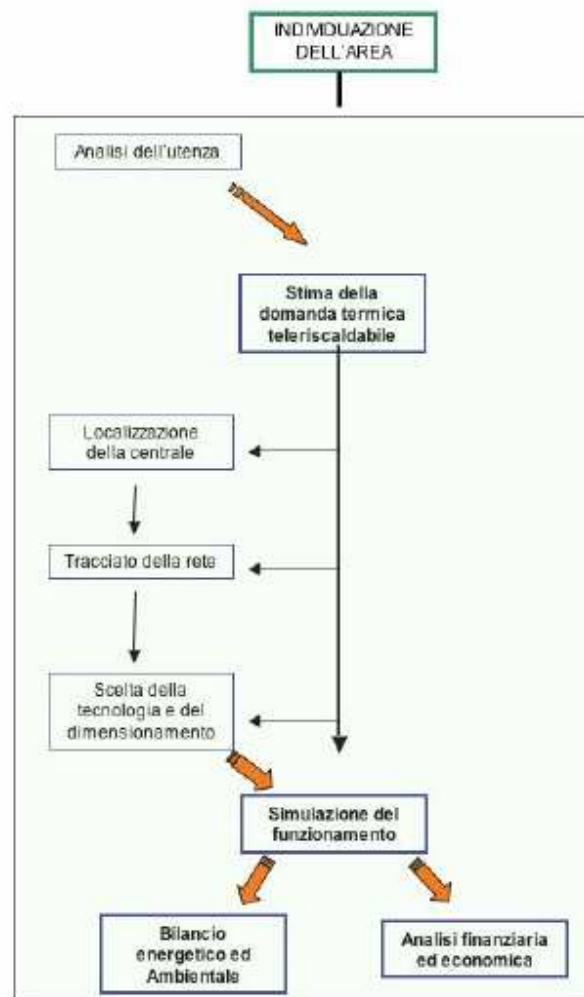


Figura 6.4: Schema delle fasi dello studio di fattibilità di un sistema di teleriscaldamento

Queste caratteristiche sono

- una buona densità edilizia, con edifici multipiano di volumetria superiore a 2-3.000 m³;
- la presenza di impianti di riscaldamento centralizzati;
- un utilizzo significativo di combustibili liquidi.

Le aree di nuova edificazione o di recupero urbano rappresentano di per sé un'area ottimale per la realizzazione di una rete di teleriscaldamento.

Analisi dell'utenza e stima della domanda termica teleriscaldabile

Il fine di questa fase è quello di stimare nel modo più preciso possibile la domanda termica globale nell'area considerata e la domanda termica teleriscaldabile. Una volta individuata l'area, il primo passo è la raccolta dei dati relativi agli edifici, che sono:

- età, tipologia edilizia, volumetria e destinazione d'uso (residenziale, terziario, ecc.);
- numero di impianti di riscaldamento esistenti, suddivisi per tipologia (centralizzato o autonomo) e combustibile;
- consumi di combustibile per almeno i tre anni precedenti;
- regime di proprietà.

Si procede poi alla ***stima della domanda termica nell'area***, che può essere effettuata attraverso due modalità:

- desunta in base a dati di consumo di combustibile
- ricostruita in base a caratteristiche dell'edificio (rapporto superficie disperdente / volume, area superfici vetrate, tipo di isolamento, ecc.), tipologia d'uso e condizioni climatiche della località (gradi giorno), standard normativi (classe energetica dell'edificio).

anche ad aree già costruite.

A questo punto si procede alla ***stima della penetrazione del teleriscaldamento***, scorporando la domanda termica in base alle seguenti caratteristiche dell'utenza:

- regime proprietario (privato o pubblico; in quest'ultimo caso l'allacciamento alla rete di teleriscaldamento discende da decisioni amministrative concertate);
- età degli impianti esistenti;
- tipologia di impianto;
- combustibile utilizzato.

Dimensionamento del cogeneratore

Generalmente le tecniche utilizzate sono quelle precedentemente descritte nel paragrafo 5.3.

Localizzazione della centrale di produzione

La scelta successiva della localizzazione della centrale di produzione deve essere effettuata basandosi sul raggiungimento di questi obiettivi:

- minimizzazione dell'impatto ambientale (emissioni, rumore) per gli abitanti;
- minimizzazione del percorso medio del calore trasportato mediante il fluido termovettore dalla centrale alle utenze (posizione il più possibile baricentrica rispetto all'area considerata);
- minimizzazione dei costi di approvvigionamento dell'input energetico

Tracciato e dimensionamento della rete

Il tracciato dalla rete è divisibile in:

- rete primaria (la dorsale, posata in suolo pubblico sotto la sede stradale);

- rete secondaria (allacciamenti alle singole utenze e tratti correnti in proprietà private).

I diversi scenari di acquisizione dell'utenza, definiti in fase di stima della domanda termica teleriscaldabile, si ripercuotono sull'estensione della rete secondaria (ad esempio, l'offerta di condizioni agevolate per l'allacciamento può far crescere la rete secondaria). Il corretto dimensionamento della rete primaria (diametro delle tubazioni) è molto importante perché incide in maniera significativa sul costo totale dell'impianto. Il dimensionamento della rete dipende dai seguenti parametri:

- dalla potenza termica, derivante dal dimensionamento dei carichi termici esistenti e dalle previsioni di futura espansione;

- dalla differenza di temperatura tra mandata e ritorno del fluido termovettore (che può essere acqua calda, acqua surriscaldata, vapore, liquidi diatermici);

Il dimensionamento della rete di distribuzione verrà descritto più approfonditamente nei successivi paragrafi.

Scelta della tipologia impiantistica

Generalmente i fattori che influenzano tale scelta sono:

- la taglia del sistema di teleriscaldamento;

- il livello di temperatura richiesto nella distribuzione del calore;

- il livello di priorità economica che si vuole attribuire alla vendita di energia elettrica.

Del panorama attuale delle tipologie impiantistiche attualmente in commercio si è abbondantemente discusso nel capitolo 4.

Bilancio energetico ed ambientale

Il fine della redazione del bilancio energetico ed ambientale è quello di quantificare il risparmio energetico ottenibile e le emissioni evitate con il sistema di teleriscaldamento rispetto alla produzione decentralizzata convenzionale.

Analisi finanziaria ed economica

L'analisi della convenienza economica di un impianto di cogenerazione presenta una elevata sensibilità alle condizioni di interfaccia con il sistema elettrico e con quello del gas naturale (tariffe, prezzi, tipologie di contratto, etc.). Occorre sempre considerare che i prezzi e le tariffe del settore energetico in Italia dipendono fortemente dagli andamenti dei mercati internazionali sottoposti a cicliche turbolenze.

Con la proposta di revisione della direttiva sull'efficienza energetica, del 22 giugno 2011 [9] la Commissione Europea ha messo definitivamente in evidenza come lo sviluppo delle reti di teleriscaldamento sia un imprescindibile strumento per conseguire un significativo incremento dell'efficienza energetica negli ambiti urbani e un conseguente miglioramento dei parametri di qualità ambientale. (art. 9)

L'Unione Europea demanda di conseguenza ai Governi nazionali:

- il compito di fornire piani di sviluppo del teleriscaldamento e della cogenerazione ad alta efficienza;
- l'impegno ad intraprendere le misure necessarie atte a sviluppare tali piani creando degli strumenti idonei alla diffusione dei sistemi di teleriscaldamento anche attraverso la pianificazione territoriale delle risorse disponibili e attraverso l'obbligo di recupero di calore da zone industriali, centrali termoelettriche, termovalorizzatori situati nel raggio di 50 km da una rete esistente (art. 9 proposta CE commi 1, 2, 5, 6).

L'indicazione invece riportata nell'art. 4 della revisione sopra citata è già in parte predisposta dall'art. 11 del decreto legislativo 28/2011 laddove si impone l'obbligo di riqualificazione del patrimonio edilizio pubblico e della conseguente necessità di soddisfare la domanda termica mediante il ricorso a fonti rinnovabili o teleriscaldamento. Se si tiene conto del fatto che in Europa il 49% dei consumi finali riguarda l'energia termica (di questo 49%, il 34% riguarda il solo calore alle basse temperature) e ben il 61% dei fabbisogni totali di calore alle basse temperature riguardano il settore residenziale, e che il settore della climatizzazione invernale assorbe ben il 34% dei consumi totali di gas a livello nazionale³ (circa 27.000 dei 79.000 milioni di m³ nel 2009), si comprende l'enorme importanza che questo settore riveste nell'ambito di un piano di riduzione dei consumi di fonti fossili e della riduzione delle emissioni di gas climalteranti.

Si è già evidenziato come alcuni dei parametri che giocano un ruolo fondamentale nella pianificazione di un sistema energetico (generatore - rete di distribuzione - utenza) siano affetti da incertezza; ad es. il costo del combustibile potrà variare nel tempo secondo scenari che possono essere più o meno prevedibili, la capacità di produzione della GD può variare fortemente in base a molteplici fattori (disponibilità della fonte energetica, prezzo dell'energia, incentivazioni legislative, ecc.). Più in generale, si può dire che il risultato di uno studio di

³ Indice desunto dall' Annuario AIRU (Associazione Italiana Riscaldamento Urbano) 2010

pianificazione è influenzato da un certo numero di parametri il cui andamento nel tempo è legato ad eventi futuri non completamente prevedibili.

In uno scenario così incerto risulta fondamentale che il pianificatore possa disporre di metodi e tecniche in grado di tener conto in modo oggettivo e quantitativo delle incertezze relative ai fattori più importanti: assumono perciò particolare utilità nuovi strumenti di calcolo automatico che, trattando contemporaneamente un gran numero di variabili, perseguono lo scopo di facilitare il lavoro del pianificatore nel raggiungimento del risultato più soddisfacente.

Gli strumenti di ottimizzazione minimizzano (o massimizzano) una determinata funzione obiettivo attraverso la scelta di adeguati valori assegnati ai parametri decisionali. Sebbene negli ultimi anni siano stati fatti sostanziali progressi, i modelli di ottimizzazione si trovano ancora a dover sviluppare un'azione di compromesso tra l'ambizione di simulare con precisione il comportamento del sistema e la necessità di semplificare il problema al fine di rendere adatti gli strumenti di ottimizzazione attualmente disponibili.

Inoltre, è ormai noto, che non è sufficiente l'identificazione di un sistema tramite il criterio della minimizzazione dei costi sotto una particolare serie di vincoli, poiché il Decision Maker (DM) deve tener conto nelle proprie scelte anche di altri fattori (impatto ambientale, finanziario etc.) che hanno pari rilevanza.

Le linee di sviluppo della pianificazione della distribuzione dovranno includere l'uso di tecniche euristiche basate sull'esperienza e su conoscenze acquisite, considerare nella pianificazione obiettivi diversificati e contrastanti, tipici del nuovo mercato dell'energia (ad es. affidabilità, sicurezza, GD, ecc.) e vettori energetici diversi. E' importante inoltre che tengano esplicitamente in considerazione le esigenze dei consumatori.

Dal punto di vista degli algoritmi di ottimizzazione da impiegarsi, è necessario dunque lo sviluppo di nuove tecniche euristiche, in grado di esplorare efficientemente lo spazio delle soluzioni.

6.4 STRUTTURA DELLE CHCP-BASED μ GRIDS

Come descritto nei paragrafi precedenti il teleriscaldamento è un sistema tecnico per il riscaldamento di una città o di parte di questa. Il calore viene prodotto in una centrale e poi trasportato alle utenze in un sistema di tubazione sotto forma di acqua calda o surriscaldata.

Il calore può essere ottenuto da un forno a combustibile liquido, una centrale combinata di riscaldamento ed elettrica (CHP) che produce sia calore che elettricità, oppure una centrale geotermica. Il teleriscaldamento, viene utilizzato nella maggior parte dei luoghi in cui la richiesta di calore è elevata e le utenze sono ubicate a poca distanza. Le componenti principali di un sistema di teleriscaldamento sono:

- una centrale termica, costituita dall'insieme dei generatori che immettono calore nella rete (può comprendere una pluralità di tipologie impiantistiche, sovente dislocate in siti differenti, ma tutte finalizzate al soddisfacimento del carico termico richiesto dalla rete).
- una rete di trasporto e distribuzione,
- un insieme di sottocentrali, situate nei singoli edifici da servire, costituite da scambiatori di calore, che permettono di realizzare lo scambio termico tra l'acqua della rete di teleriscaldamento (circuiti primario) e l'acqua del circuito del cliente (circuiti secondario), senza che vi sia miscelazione tra i due fluidi.

La centrale termica riscalda l'acqua, che viene distribuita ai diversi edifici attraverso la rete di distribuzione. Giunta allo scambiatore, l'acqua della rete trasferisce all'acqua dell'impianto di distribuzione interna dell'edificio il calore necessario per riscaldare gli ambienti e per la produzione di acqua calda sanitaria. Alla fine di questo processo, l'acqua, ormai raffreddata, ritorna in centrale per essere nuovamente riscaldata. L'impianto di distribuzione interno agli edifici allacciati alla rete è del tutto analogo a quello utilizzato negli impianti di riscaldamento tradizionali.

6.5 CONNESSIONI CON L'UTENZA: LE SOTTOSTAZIONI DI SCAMBIO TERMICO

Questo capitolo è incentrato sulle cosiddette sottostazioni, o stazioni per utenti.

E' il sistema tecnico posto, dal lato dell'utenza che “degrada” il calore per soddisfare l'utenza. I sistemi che verranno presentati sono definiti indiretti, ovvero l'acqua proveniente dal sistema di teleriscaldamento non viene utilizzata direttamente per il riscaldamento ma vi è uno scambiatore di calore fra l'acqua di teleriscaldamento e l'acqua del radiatore (Fig. 6.5.a,b).

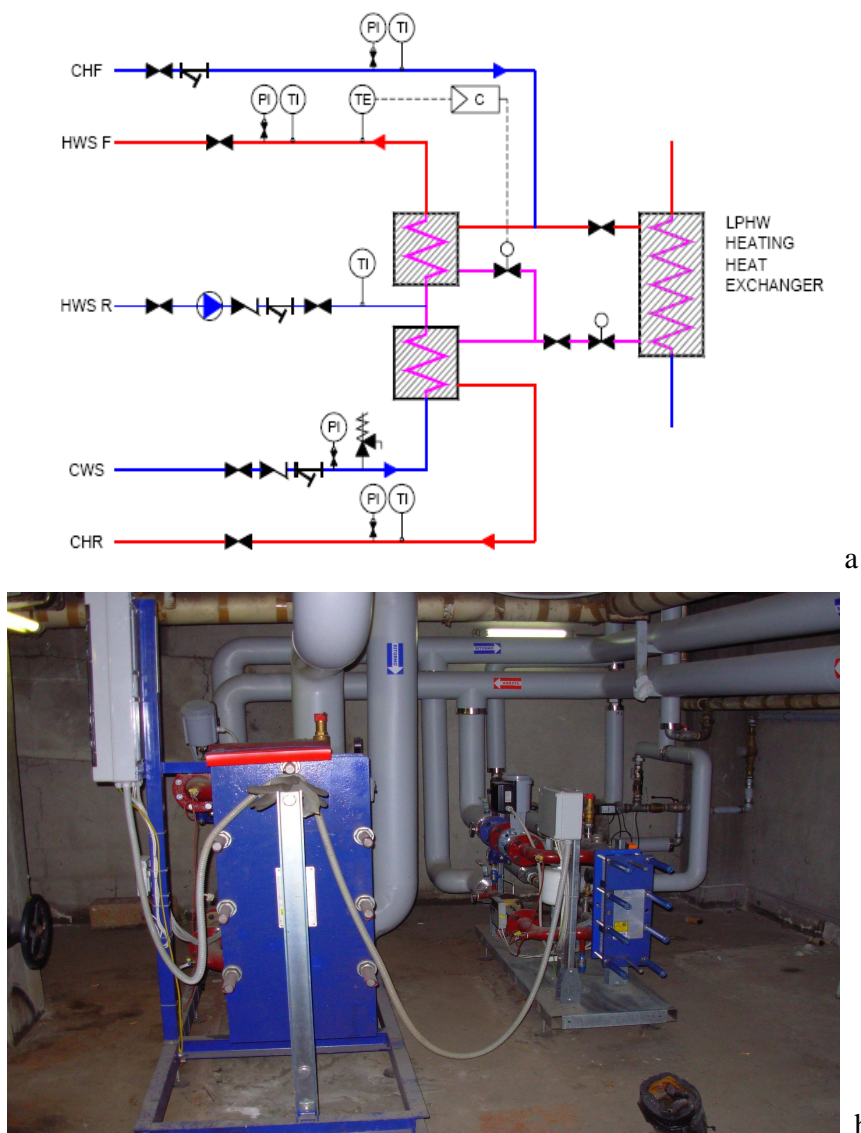


Figura 6.5: a) Rappresentazione schematica della connessione indiretta b) Connessione indiretta per ACS e riscaldamento per un condominio della città di Piacenza (archivio personale)

Nel Dicembre 2009 è stata svolta dalla sottoscritta un'attività di analisi e reperimento dati presso gli impianti e le reti di teleriscaldamento/raffrescamento e le relative stazioni di monitoraggio di Enìa S.p.a. presso la sede di Piacenza, con particolare riferimento a :

- Aspetti costruttivi e tecnologici delle reti di distribuzione: materiali ed isolamenti termici delle reti, criteri di dimensionamento (relativamente a limitazione perdite di carico e scambi termici), struttura delle reti, posa in opera ed opere civili, requisiti minimi per le utenze più svantaggiate, tipologie di scambiatori presso l'utenza, metodologie di contabilizzazione del calore e del freddo;
- Monitoraggio delle reti: profili storici di carico osservati, fluttuazioni del carico e relazioni con il numero e le tipologie di utenze servite, criteri utilizzati per il monitoraggio (misure di portate e/o temperature, frequenza di campionamento, ecc.), profili di temperatura in esercizio lungo la rete;
- Impiantistica per la produzione dei fluidi termovettori: impianti centralizzati, criteri di regolazione, eventuale sfruttamento della cogenerazione

Il materiale informativo e bibliografico è stato concesso su richiesta della sottoscritta da Enìa S.p.a. (oggi IREN emilia) ente gestore del servizio di teleriscaldamento per la città di Piacenza [11]. Enìa S.p.a. ha dunque autorizzato l'utilizzo dei dati reperiti per scopi scientifici (ALL.1)

Le sottostazioni di scambio termico vengono installate in un apposito locale all'interno dell'edificio utilizzatore, dove spesso prende il posto della preesistente caldaia, o in qualsiasi altro locale tecnico, non avendo esigenze di ventilazione o di tiraggio. Nel caso di piccoli edifici contigui si può installare un'unica sottostazione, con una breve rete secondaria di distribuzione. Una sottostazione è costituita essenzialmente da uno scambiatore a piastre, un sistema di contabilizzazione del calore ad ultrasuoni, una valvola a due vie motorizzata per la regolazione della portata del fluido termovettore collegata ad un sistema di termoregolazione telematizzato.

Le soluzioni più moderne prevedono la completa automazione della sottostazione, con controllo dalla centrale e regolazione per ciascun utente tramite un apposito quadro collocato all'interno dell'appartamento.

Lo scopo della sottocentrale installata presso ciascuna utenza è quello di:

- fornire il calore per il riscaldamento ambienti,
- produrre acqua calda per usi igienico sanitari (qualora richiesto),

- garantire la separazione fisica del circuito di rete dai circuiti interni degli utenti.

Esistono in commercio sottocentrali, anche prefabbricate in officina, per tutte le esigenze, da quelle per uso industriale a quelle per uso monofamiliare, da quelle adatte per il solo riscaldamento a quelle adatte anche per la produzione di acqua calda sanitaria.

La Fig. 6.6 mostra lo schema impiantistico delle sottostazioni di utenze indicando tutti i componenti del sistema, mentre in Fig. 6.7, è mostrata una sottostazione di scambio termico del tipo a basamento della casa produttrice “Thermoenergy” con i relativi dati di targa indicanti le temperature e le pressioni di esercizio.

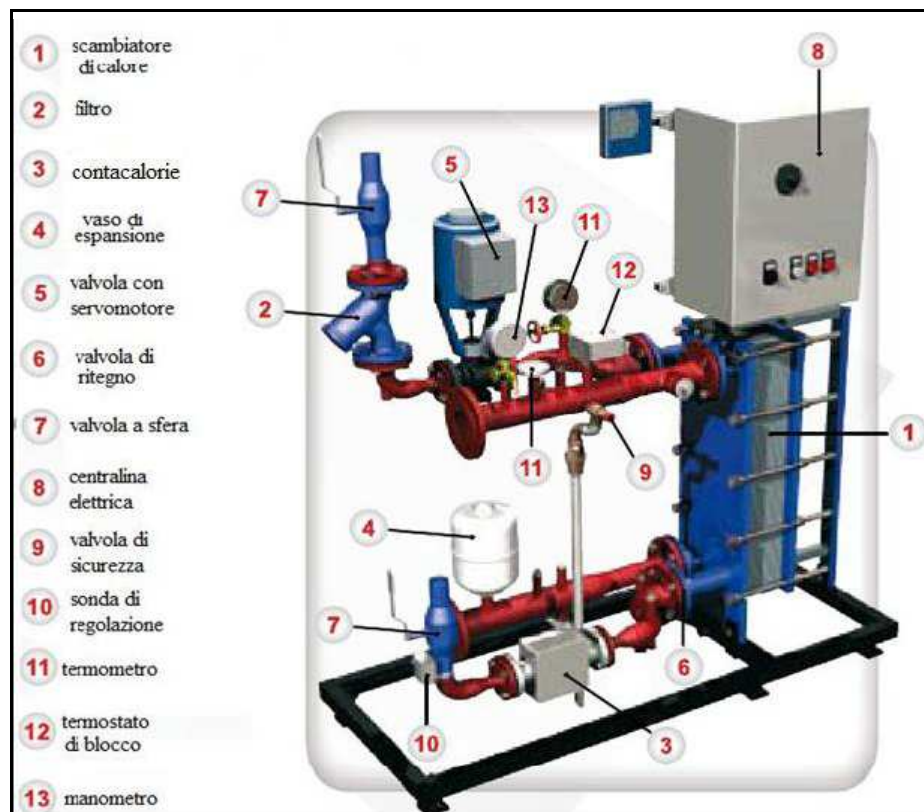


Figura 6.6: Schema impiantistico della sottostazione [12]



Figura 6.7: Sottostazioni a basamento “Thermoenergy” e relativi dati di targa

Le sottostazioni di teleriscaldamento sono termoregolate da centraline digitali di ottimizzazione telegestite, complete di n°4 sonde ad immersione rispettivamente posizionate sulle tubazioni di mandata e di ritorno dei circuiti primari e secondari dello o degli scambiatori di sottostazione, di n°1 sonda esterna. Tale centralina termoregola il fluido termovettore del circuito secondario comandando una elettrovalvola a due vie sulla mandata del circuito primario con azione proporzionale integrale in base allo scostamento della temperatura di mandata del secondario dal setpoint calcolato. Tale setpoint potrà essere a punto fisso o determinato da una curva termoclimatica in base alla temperatura esterna. Tutte le centraline sono collegate con il comando teleaccesso al sistema di riscaldamento del secondario in maniera tale da mandare in chiusura l’elettrovalvola sul primario in caso di spegnimento del secondario evitando così inutili sprechi di energia. La centralina ha inoltre la funzione di ottimizzare la precisione di misura dei contacalorie posti sulla tubazione di ritorno del secondario. In particolare vengono inseriti i valori massimi e minimi di portata entro i quali è garantita la migliore precisione del contatore volumetrico. Qualora la portata misurata fuoriesca da tale range di valori, l’elettrovalvola si porterà in chiusura andando a regolare con

un sistema ON-OFF, ma facendo circolare l'acqua a portate in cui le misurazioni di energia siano al massimo livello di precisione previsto dalla casa costruttrice (Fig. 6.8).

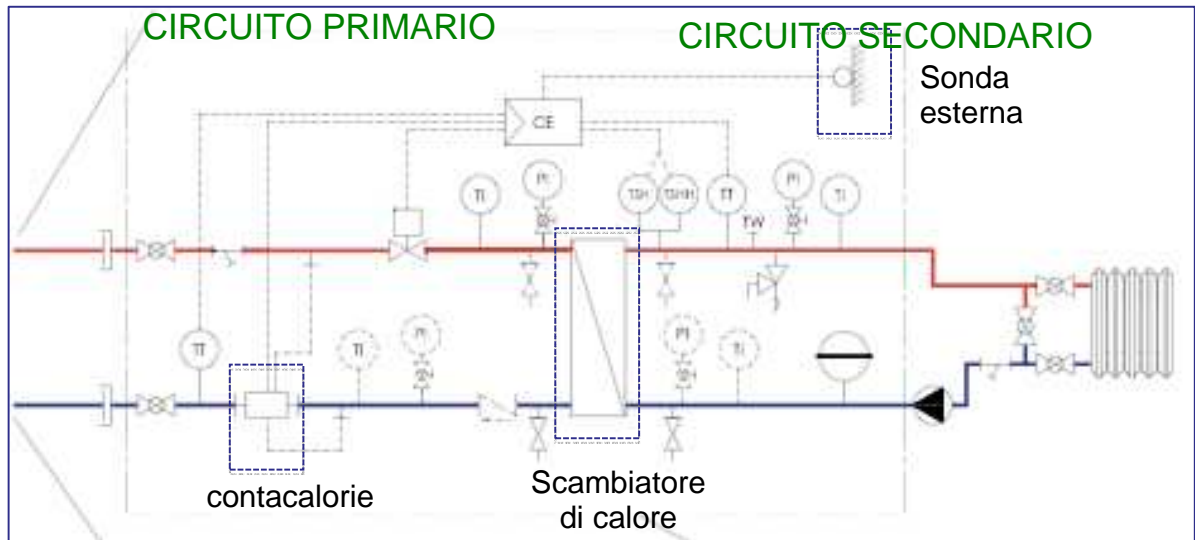


Figura 6.8: Schema impiantistico della connessione primario/secondario

6.6 IL SISTEMA DI DISTRIBUZIONE

Il sistema di distribuzione degli impianti di teleriscaldamento urbano permette il trasporto del calore dalla centrale ai punti di consegna presso i singoli edifici della città o del quartiere.

Il sistema di distribuzione comprende:

- la stazione di pompaggio;
- la rete di distribuzione;

Il sistema di distribuzione è la parte più costosa dell'impianto di teleriscaldamento: si stima che il suo costo incida sull'investimento complessivo tra il 50% e l'80%.

Il sistema di distribuzione può utilizzare diversi tipi di fluidi: vapore, acqua calda, acqua surriscaldata, oli diatermici. La tendenza prevalente in Italia è di utilizzare acqua calda (80 – 90°C) o surriscaldata (110 – 120°C).

Il sistema di distribuzione può essere diretto o indiretto. Nel primo tipo un unico circuito idraulico collega la centrale di produzione con il corpo scaldante dell'utente (termosifone o piastra), mentre nel secondo sono presenti due circuiti separati, in contatto tra loro attraverso

uno scambiatore di calore collocato nei pressi dell'utenza. Il sistema diretto è usato soprattutto in Germania ed Europa Orientale, comporta un minore investimento e minori perdite di calore. Il sistema indiretto, più usato in Italia, a fronte di maggiori costi di investimento e di esercizio, comporta una serie di vantaggi:

- consente di utilizzare componenti a bassa pressione per l'impianto dell'utente,
- semplifica la manutenzione e l'individuazione delle perdite,
- rende più efficiente la regolazione e la contabilizzazione del calore.

La rete di distribuzione è realizzata a circuito chiuso con due tubazioni una di andata e una di ritorno, dello stesso diametro nei tratti corrispondenti.

Si distinguono le soluzioni tradizionali (in cui al tubo in acciaio si applica un coibente all'atto della posa), dalle tubazioni preisolate (ossia con isolamento termico e guaina esterna applicate in fabbrica). La tendenza attuale è di utilizzare tubazioni pre-coibentate specificamente prodotte per reti di teleriscaldamento, con sistema di localizzazione delle perdite integrato (Fig. 6.9).

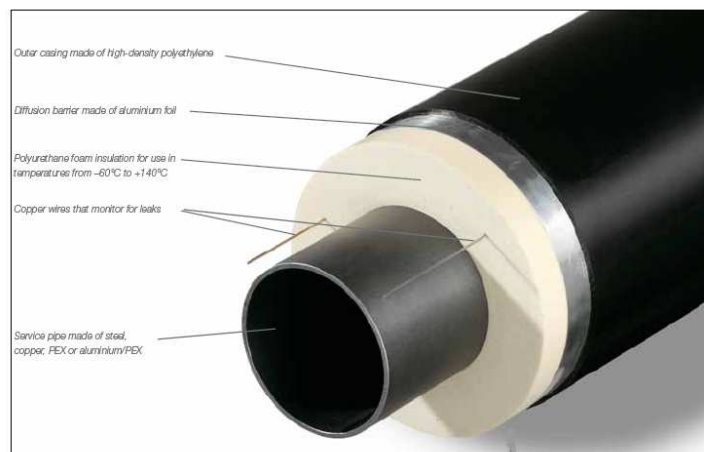


Figura 6.9: Sezione della tubazione preisolata per il teleriscaldamento con sistema di localizzazione delle perdite integrato [13]

Le tubazioni preisolate per il teleriscaldamento possono essere in acciaio, ghisa, vetroresina o materiale plastico e inoltre, al fine di ridurre le dispersioni di calore verso l'ambiente esterno, sono coibentate con lana di roccia o di vetro o schiuma di poliuretano espanso ed infine sono protette esternamente con una guaina bituminata o con resine termoindurenti, il coibente dovrà

essere tale da sopportare sia la temperatura nominale della rete in esercizio continuo, sia la temperatura massima transitoria di almeno 140° C. Dovrà inoltre sopportare tutte le sollecitazioni meccaniche di taglio generate dalle massime espansioni e contrazioni longitudinali ammesse del tubo di servizio. Per quanto riguarda la schiuma rigida di poliuretano, essa è costituita dall'unione del poliuretano cellulare rigido (PUR), prodotto dalla reazione catalitica di isocianato (MDI) con un poliolo, e di uno schiumogeno, costituito da una miscela di ciclo pentano. La densità media della schiuma poliuretanica non dovrà essere inferiore a 80 Kg/m³. Esternamente le tubazioni sono protette da una guaina in PEDH. Tale protezione esterna ha le seguenti caratteristiche:

- Conformità alla norma UNI EN 253
- Di protezione del materiale isolante da infiltrazioni di acqua e di umidità;
- Di sopportare le pressioni massime esercitate in superficie, riducendo al minimo le deformazioni e lo schiacciamento dell'isolante,
- Di sopportare, senza rotture o deformazioni permanenti, le sollecitazioni derivanti dall'attrito della superficie esterna con il terreno trasmettendole all'isolante.

Il materiale di base che costituisce la guaina è polietilene ad alta densità (HDPE)

L'insieme costituito da una tubazione interna di servizio in acciaio, uno strato di schiuma rigida di poliuretano, una guaina esterna di in PE ad alta densità, costituisce il *sistema assiemato*. La tubazione di servizio precoibentata ed interrata è soggetta a sollecitazioni di compressione e di trazione in relazione alle variazioni delle temperature di esercizio, originate dall'attrito del terreno contro il tubo. Per compensare tali dilatazioni sono ammissibili i seguenti metodi di posa:

- Compensazione naturale

Con questo metodo la tubazione viene interrata prima di riscaldare il sistema. La dilatazione viene assorbita da compensatori o da curve ad omega o a z posizionate lungo la rete con interposizione, fra terreno di reinterro e tubazione, di materassini in schiuma poliuretanica.

- Pretensionamento termico

Con tale metodo i tubi vengono preriscaldati prima dell'interro fino a una temperatura media fra quella di installazione e quella di esercizio; durante il riscaldamento fino al raggiungimento

della temperatura di pretensionamento il tubo può dilatarsi liberamente e quindi si evita l'uso di compensatori.

- Pretensionamento termico con compensatori monouso

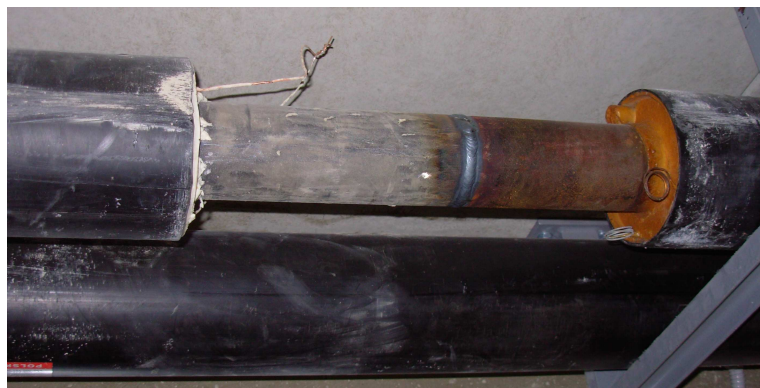
Una volta accertato che nel trasporto e nelle operazioni di carico e scarico i tubi non siano stati deteriorati, si passa alla posa degli stessi. La profondità della posa è tale da determinare una distanza minima tra livello del terreno e il punto più alto della guaina del tubo di 800mm. Se localmente non fosse possibile rispettare la quota minima di ricoprimento, la tubazione dovrà essere protetta con lastre di cemento o altri sistemi. Le due tubazioni vengono posizionate alla stessa profondità, così da semplificare la successiva realizzazione degli allacciamenti. Il tubo viene poggiato su di un letto di sabbia e dovrà essere lasciato libero a un metro di distanza dalle testate. In corrispondenza delle testate lo scavo dovrà essere adeguatamente allargato ed abbassato per consentire agli operatori di lavorare e muoversi senza difficoltà. I cambi di direzione (curve) della condotta vengono ottenuti con pezzi speciali inoltre nella stesura del tracciato bisogna tenere conto delle interferenze con impianti già esistenti (gas, acqua, drenaggio e prosciugamento, elettrodotti, fognature, ecc.).

Tutte le giunzioni tra le barre del tubo di servizio e/o tra i pezzi speciali vengono effettuate tramite saldatura. In presenza di organi di intercettazione, di sfiati, di attraversamenti o di allacciamento di utenza, dovranno essere realizzati pozzetti ispezionabili, prefabbricati o gettati in opera.

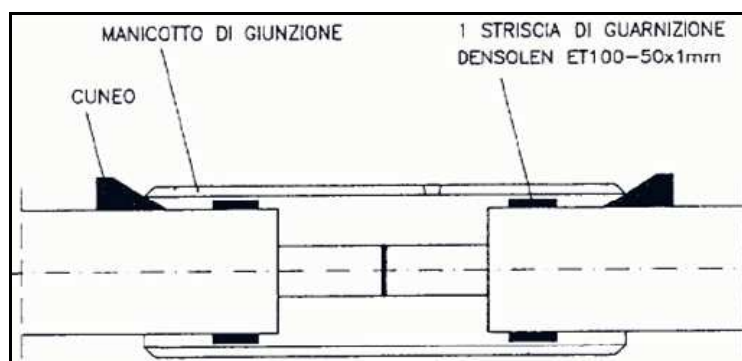
Nelle tubazioni pre-coibentate è possibile che possano verificarsi danneggiamenti meccanici durante la posa a causa di eccezionali cedimenti del terreno o di giunti installati non correttamente, consentendo la penetrazione di acqua nell'isolante il che può provocare un rapido collasso della tubazione. Per evitare questo inconveniente i tubi pre-coibentati sono corredati da un sistema di segnalazione delle avarie funzionante in modo continuo. Tale sistema indica se l'isolamento è umido, rendendo possibile l'intervento per le riparazioni prima che si verifichino seri danni. La tecnologia è basata su un filo di rame nudo, *filo sensore*, ed un filo di rame isolato entrambi annegati nel coibente e di norma intrecciati fra loro. La centralina di controllo sorveglia 1500 m di tubazione ed esegue ogni minuto e in modo automatico una misura della resistenza di isolamento fra tubo e filo sensore.

Il ripristino dell'isolamento (Fig. 6.10.a-c) in corrispondenza dei giunti di linea su tubazioni preisolate viene realizzato:

- nelle tubazioni con diametro fino a 300DN con l'uso di muffole con manicotti termostringenti in polietilene reticolare;
- nelle tubazioni con diametro fino a 300DN con l'uso di muffole con manicotti termostringenti in polietilene reticolare;
- per i diametri superiori si usano manicotti elettrosaldati.



a



b



c

Figura 6.10: a) Porzione di tubo da ripristinare . È possibile notare il filo sensore in rame per la segnalazione delle avarie. b) Schema di ripristino delle giunzioni tramite la “muffulatura”. c) Ripristino dell’isolamento (foto scattate sulla rete di teleriscaldamento di Piacenza, archivio personale)

Nella Fig. 6.11, è mostrata la sistemazione dei tubi nello scavo in funzione del proprio diametro nominale.

La profondità E dello scavo varia in un range compreso fra 1 e 2 metri per tubazioni con diametro compreso fra i 25 e i 600 mm.

La larghezza A dello scavo può essere in prima approssimazione valutata come:

$A = 2,8 \text{ DN} + 52 \text{ cm}$ e normalmente varia dai 0,8 ai 2,5 m.

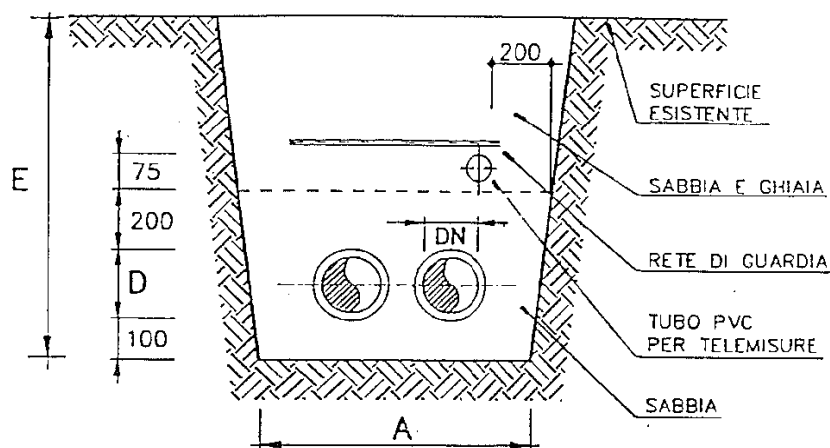


Figura 6.11: Sezione trasversale della sistemazione dei tubi nello scavo in funzione del proprio diametro nominale

6.7 DIMENSIONAMENTO DELLA RETE DI TRASPORTO

Il dimensionamento della rete di teleriscaldamento è legato in modo determinante alle caratteristiche morfologiche del complesso industriale/urbano che deve alimentare. Per tale motivo un dimensionamento dettagliato richiederebbe un'analisi dettagliata del territorio per poter stabilire in modo definitivo le possibilità di collocazione dei condotti e quindi il loro diametro. Tale modo di procedere esula dagli scopi della presente tesi il cui scopo è quello di dimostrare le potenzialità dal punto di vista del risparmio energetico ed economico connesso all'installazione di un impianto cogenerativo centralizzato.

Per tale motivo è stato deciso di adottare l'ipotesi semplificativa che ogni stabilimento sia alimentato da un condotto a doppio tubo di diametro costante per tutta la distanza dalla centrale cogenerativa. In realtà è probabile che la vicinanza di più edifici possa consentire l'accorpamento di portate superiori in un unico condotto per alcuni tratti della rete di

distribuzione. Ciò comporterebbe una riduzione delle lunghezze dei condotti richiesti, ma allo stesso tempo richiederebbe condotti di diametro superiore. L'ipotesi di condotto dedicato a diametro costante consente di collocarsi approssimativamente in una posizione intermedia.

Per il dimensionamento della tubazione viene utilizzato il metodo della velocità costante che consta di diverse fasi.

Ipotesi di partenza:

- salto di temperatura utile preso le utenze tra la mandata ed il ritorno
- $C_p \ 4,186 \frac{KJ}{Kg * ^\circ}$
- velocità media dell'acqua u_i
- densità dell'acqua $\rho=1000 \text{ kg/m}^3$

6.7.1 Calcolo delle portate di acqua.

Dal primo principio della termodinamica la potenza termica è data da:

$$H_{distr} = \dot{m} * c_p * \Delta T \quad (6.1)$$

da la portata \dot{m} è pari a $\dot{m} = \frac{H_{distr}}{c_p * \Delta T}$

La portata in massa \dot{m} si può esprimere come:

$$\dot{m} = \rho S u_i$$

La sezione S del condotto è pari a $S = \frac{\pi * d^2}{4}$ dove **d** è il diametro teorico della condotta; il

diametro della condotta è facilmente ricavabile in modo deterministico secondo l'equazione:

$$d = \sqrt{\frac{4 * \dot{m}}{\rho * \pi * u_i}} \quad (6.2)$$

La scelta dei diametri commerciali va effettuata confrontando i valori teorici calcolati con quelli in commercio riportati nei cataloghi dei fornitori di tubazioni, individuando quello che maggiormente si avvicina al diametro teorico approssimato per eccesso.

In tabella 6.1 vengono indicati i diametri nominali in commercio

Tabella 6.1: Diametri nominali per tubazioni precoibentate disponibili in commercio [14]

Diametro nominale	Diametro esterno tubo acciaio	Diametro esterno PEHD
DN	mm.	mm.
20	26,9	90
25	33,7	90
32	42,4	110
40	48,3	110
50	60,3	125
65	76,1	140
80	88,9	160
100	114,3	200
125	139,7	225
150	168,3	250
200	219,1	315
250	273,0	400
300	323,9	450
350	355,6	500
400	406,4	560
450	457,0	630
500	508,0	710
600	610,0	800

I distretti energetici (μ grids) alimentati da tecnologia CHCP sono generalmente alimentati da potenze comprese tra i 150 kW e 3 MW.

Assumendo valori di velocità in nel range [0.7 - 1.6 m/s], che consente di soddisfare le potenze comprese tra i 150 kW e 3 MW ed una variazione di temperatura tra il flusso in ingresso e in uscita di 20 °C, il valore dei diametri interessati è compreso nel range [50 - 150 mm] (tabella 6.2).

Tabella 6.2: Potenza distribuita al variare del diametro commerciale

$\Delta T = 20^\circ\text{C}$			
d Diametro nominale (mm)	• m Portata max (Kg/h)	H _{distr} potenza (kw)	velovità (m/s)
50	7.000	162,56	0,88
65	13.000	301,89	0,95
80	20.000	464,44	1,1
100	40.000	928,89	1,3
125	65.000	1509,44	1,4
150	120.000	2786,67	1,65

Per dati valori della portata associata ai diametri nominali delle tubazioni riportati in tabella 6.2, sono state calcolate le corrispondenti potenze trasmesse, espresse in kW, secondo l'equazione

$$\dot{H}_{\text{distr}} = m \times c_p \times \Delta T \quad (6.3)$$

In Fig. 6.12 è presentato l'andamento della potenza termica trasmessa al variare del diametro; la linea in rosso rappresenta il reale andamento del diametro rispetto alla potenza trasmessa, mentre la linea in nero rappresenta la regressione lineare adottata nell'ottimizzazione secondo cui

$$d = 0.0365 H_{\text{distr}} + 57.6 \text{ [mm]} \quad (6.4)$$

con un errore percentuale ε è compreso nel range [-6.9%, +27,1%].

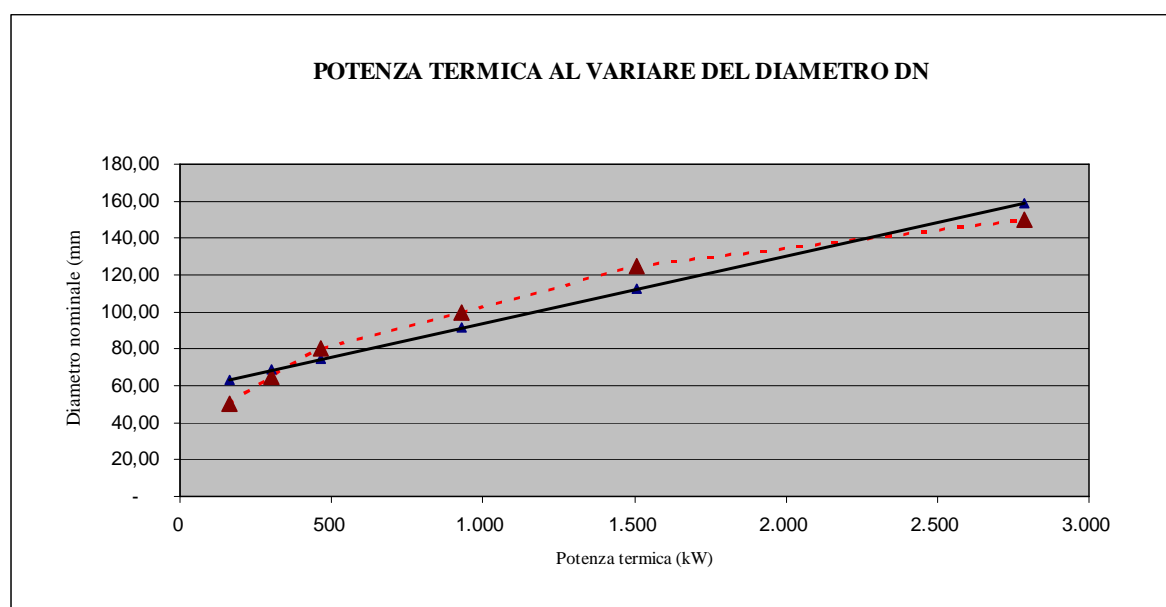


Figura 6.12: Potenza termica distribuita al variare del diametro nominale

6.7.2 Costo della rete di distribuzione.

Per quanto concerne i prezzi delle tubazioni, grazie ai dati forniti da ENIA s.p.a., è stata stilata la tabella 6.3 in cui vengono indicati per ogni diametro in commercio i relativi costi di acquisto ed installazione; nella voce installazione sono compresi i costi per le opere civili (scavo a sezione obbligata, collocazione tubo e riempimento), i costi per gli allacciamenti

all'utenza ed i costi d'acquisto dei pezzi speciali indicando l'incidenza percentuale sul costo totale.

L'equazione di costo può essere formulata secondo l'espressione :

$$Z_{\text{branch}} = l_{\text{branch}} \cdot z_{\text{branch}} \quad (6.5)$$

Secondo l'espressione 6.5 il costo Z_{branch} (espresso in €) di un ramo della rete è ottenuto moltiplicando la lunghezza del ramo l_{branch} (espresso in m) per il costo unitario z_{branch} (espresso in €/m);

Tabella 6.3: Costo delle tubazioni (€/ml) al variare del diametro commerciale (prezzi desunti dai dati forniti da ENIA s.p.a.)

DN (mm)	fornitura barra sing. %	costo access. doppio tubo %	costo pezzi speciali 2 tubi %	costo montaggio doppio tubo %	opere civili doppio tubo %	costo totale doppio tubo rete dors. (€/ml)	costo totale doppio tubo allacciam. (€/ml)	costo totale €/ml
25	19	5	5	26	45	206,58	237,57	247,90
32	21	5	6	25	43	214,33	246,48	257,20
40	21	5	6	26	42	216,91	249,45	260,29
50	23	5	6	25	41	227,24	261,33	272,69
65	26	5	6	24	39	243,77	280,34	292,52
80	26	5	6	27	36	277,85	319,53	333,42
100	32	6	7	25	30	327,95	377,14	393,54
125	37	3	4	23	33	335,7		402,84
150	39	3	4	22	32	356,36		427,63
200	40	3	4	20	33	528,85		634,62
250	44	4	5	19	28	642,47		770,96
300	48	4	5	19	24	751,96		902,35
350	51	4	5	19	21	880,04		1056,05
400	53	5	5	19	18	1014,84		1217,81
500	45	5	6	18	17	1316,97		1580,36

Bibliografia

- [1]. Autorità pre l'Energia Elettrica e il Gas, Allegati (2011)- Relazione annuale sullo stato dei servizi e sull'attività svolta. Indirizzi di politica energetica e rapporti istituzionali.
- [2]. SmartGrids European Technology Platform, 2008 (<http://www.smartgrids.eu>)
- [3]. R. Yinger, J. ETO, White paper on Integration of Distributed Resources: "The CERTS MicroGrid Concept", LBNL-58029, Aprile 2002
- [4]. G. Graditi, I. Bertini S. Favuzza, M.G. Ippolito, F. Massaro, R. Musca, E. Riva Sanseverino, G. Zizzo. "Studio Di Fattibilità E Progettazione Preliminare Di Dimostratori Di Reti Elettriche Di Distribuzione Per La Transizione Verso Reti Attive". (DIEET Università di Palermo) Settembre 2010
- [5]. Navigant Consulting Inc., "Final Report Microgrids Research Assessment for the US Department of Energy's Office of Electricity Delivery and Energy Reliability and the California Energy Commission's Public Interest Energy Research Program", May 2006
- [6]. P. E. Grohnheit, B. O. G. Mortensen, Competition in market for space heating. District heating as the infrastructure for competition among fuels and technologies. Energy Policy (31) 2003 pp. 817-826.
- [7]. IEA, (2009) Cogeneration and District Energy: Sustainable energy technologies for today and tomorrow © OECD/IEA, 2009 (<http://www.iea.org/files/CHPbrochure09.pdf>).
- [8]. Aess- Agenzia per l'Energia e lo Sviluppo Sostenibile di Modena, Vademecum sulle tecnologie del risparmio energetico-Teleriscaldamento.
- [9]. Direttiva del Parlamento Europeo e del Consiglio sull'efficienza energetica e che abroga le direttive 2004/8/CE e 2006/32/CE, COM (2011) 370 definitivo.
- [10]. Skagestad, B., and Mildenstein, P., (2002) District Heating and Cooling Handbook, IEA District Heating and Cooling report S67.

- [11]. Enia S.p.a. Energy Company, Divisione gestione impianti e reti, Piacenza (Italia),
Contatti personali: Ingg. G. Pradovera e D. Parenti, visitata nel Settembre 2009
- [12]. AlfaLaval district heating substations (www.alfalaval.com)
- [13]. Logstor international, District Heating Division, (www.logstor.com)
- [14]. Brugg pipesystems (www.bruggpipesystems.it)

7 L'OTTIMIZZAZIONE DEI SISTEMI DI POLIGENERAZIONE

L'ottimizzazione di sistemi di poligenerazione per applicazioni nel settore civile è un problema complesso, a causa dell'elevato numero di variabili decisionali, della presenza di profili di carico articolati e della variabilità dei prezzi dell'energia.

Inoltre i principali ostacoli ad una ampia diffusione di sistemi di poligenerazione sono rappresentati dal costo relativamente elevato dei componenti CHCP e dalla difficoltà del raggiungimento di una redditività economica, soprattutto negli edifici caratterizzati da profili irregolari di richiesta energetica; il funzionamento intermittente delle unità di cogenerazione ed i periodi di basse richieste di energia evidentemente contribuiscono ad accrescere la durata del tempo di ritorno dell'investimento. La comunità scientifica ha quindi concentrato gli sforzi nel ricercare e definire regole ed algoritmi capaci di identificare il design ottimale e le strategie di funzionamento degli impianti CHCP a servizio di edifici del settore civile.

Innanzitutto, la necessità di produrre combinatamente due o più vettori energetici, richiesti secondo profili temporali indipendenti e spesso caratterizzati da notevole sfasamento temporale, induce la necessità di effettuare scelte di principio sul vettore energetico cui attribuire priorità.

Un confronto tra le due principali filosofie di regolazione, la Heat-Tracking (ossia quella effettuata seguendo la domanda termica) e l'Electricity-Tracking (regolazione volta a garantire la copertura dei fabbisogni elettrici), suggerirebbe di privilegiare la prima opzione in quanto essa consente di conseguire il massimo risparmio energetico (poiché si produce solo il "calore utile", scongiurando la penalizzazione energetica connessa alla dissipazione di surplus termici allo scambiatore di soccorso).

Occorre d'altro canto tener conto del fatto che le tariffe dell'energia presentano profili giornalieri ed annui molto articolati. Pertanto, è possibile intuire la convenienza nella produzione di surplus energetici da vendere alla rete in ore di picco; occorre inoltre cercare un compromesso tra le istanze di risparmio energetico/riduzione delle emissioni e quelle di

massimizzazione del profitto. Ne risulta un problema di *ottimizzazione multi-objective*, che necessita di opportuni strumenti di risoluzione *case-oriented*.

L'utilizzo di tecniche di ottimizzazione automatica, quali gli algoritmi iterativi ed evolutivisti e la "mathematical programming", ha così osservato una crescente diffusione e notevoli sforzi sono stati fatti verso la definizione di algoritmi sempre più efficienti.

La necessità di un'ottimizzazione integrata è connessa alla presenza di tre livelli di analisi denominati di sintesi, progetto e gestione dell'impianto CHCP, definiti come segue:

- Problema di sintesi del lay-out: è volto alla scelta dei componenti da installare e delle interconnessioni tra essi (è noto, ad es., come i recuperi da un motore cogenerativo possano essere disposti in serie o in parallelo al fine di produrre rispettivamente fluidi termovettori a due diversi livelli entalpici o un unico flusso che trasporti l'intera potenza termica recuperata). L'approccio più comune è quello di muovere dalla definizione di una super-configurazione, ossia di uno schema d'impianto ridondante in cui siano inclusi tutti i possibili componenti; l'ottimizzazione sarà volta ad escludere da tale super-configurazione i componenti che non contribuiscono al conseguimento di migliori valori della funzione obiettivo;
- Problema di progetto o "design": si intende con tale dizione il problema connesso alla scelta delle taglie (in termini di potenza nominale) e delle tecnologie (ad esempio, tra motori alternativi e turbine a gas) per i principali componenti d'impianto;
- Problema di gestione: basandosi sulla definizione di un anno tipo, i cui profili di carico si assume che si ripetano identicamente per la vita utile dell'impianto, occorre ottimizzare il livello di carico di tutti i principali componenti (e conseguentemente i diversi flussi energetici), tenendo conto ovviamente delle eventuali variazioni su base oraria dei prezzi in acquisto ed in cessione dell'energia elettrica.

La complessità delle analisi energetiche che implicano lo studio dei sistemi poligenerativi, richiede l'impiego di cost e performance figures che modellizzano efficacemente i diversi componenti, e che consentono al contempo l'inclusione in un formalismo sintetico ed in algoritmi ad alta efficienza. Da questo punto di vista, il modello più diffuso è quello "black-

box” in cui le variabili di interesse sono i flussi in ingresso e in uscita da un componente, e la rappresentazione di questi ultimi è effettuata mediante indicatori equivalenti che esprimono rapporti tra i vari flussi. In tal modo è possibile caratterizzare le grandezze interessate senza entrare nel dettaglio della rappresentazione fisica/termodinamica dei singoli componenti o di aggregati di componenti la cui descrizione è invece affidata agli indicatori di ingresso-uscita che hanno maggiore rilevanza nell’analisi.

In tal modo, la combinazione di più elementi in un sistema aggregato di “black-boxes” (Fig. 7.1) può essere considerato come una “black-box” composta, allo scopo di limitare il numero delle variabili in gioco; le variabili interessate sono i flussi energetici, le efficienze di conversione dei componenti e le grandezze caratteristiche delle interconnessioni tra le unità del sistema.

Gli strumenti di ottimizzazione minimizzano (o massimizzano) una determinata funzione obiettivo, attraverso la scelta di adeguati valori assegnati ai parametri decisionali. Sebbene negli ultimi anni siano stati fatti sostanziali progressi, i modelli di ottimizzazione si trovano ancora a dover sviluppare un’azione di compromesso tra l’ambizione di simulare con precisione il comportamento del sistema e la necessità di semplificare il problema al fine di limitare il consumo di risorse computazionali.

Si è così affermata la tendenza a privilegiare il ricorso a metodi di mathematical programming, ed in particolare alle tecniche di Mixed Integer Linear/Non-Linear Programming (MILP e MINLP); le tecniche MILP, in particolare, quali consentono di risolvere con apprezzabile efficienza e limitato consumo di risorse dei problemi di ottimizzazione con diverse decine di migliaia di variabili, piuttosto frequenti nell’ottimizzazione di sistemi CHCP per utenze civili. Il numero elevato di variabili decisionali è evidentemente connesso alla continua variabilità della domanda ed alla necessità di fissare i livelli di carico di ciascun componente, nelle diverse ore dell’anno.

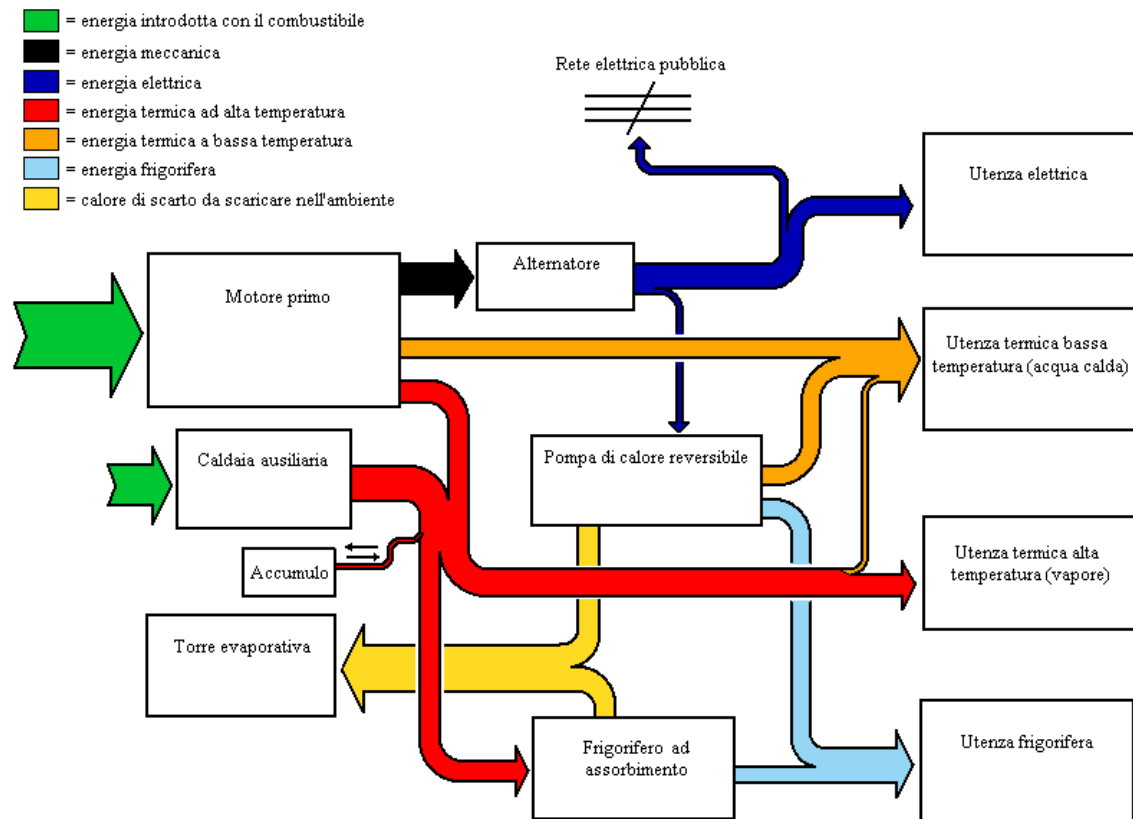


Figura 7.1: Schematizzazione dei flussi energetici secondo modello “black-boxes”

7.1 FINALITA' DELL'OTTIMIZZAZIONE

L'ottimizzazione di un sistema energetico è un problema complesso, e le difficoltà sono già associate alla fase preliminare di definizione dei modelli. Una questione fondamentale è inerente all'obiettivo da perseguire; per esempio, sulla base di criteri economici, si può orientare l'ottimizzazione verso la ricerca del sistema dal minor costo d'investimento o verso la minimizzazione dei costi operativi e di manutenzione. D'altra parte il sistema ottimale può essere definito sulla base della massima efficienza di primo o di secondo principio. Se i costi energetici sono una parte significativa dei costi operativi, un sistema termicamente efficiente conseguirà al contempo bassi costi operativi, ma probabilmente non sarà il sistema più economico da costruire, e molto probabilmente, componenti raffinati richiederanno costi di manutenzione elevati. In altri casi, l'ottimizzazione può essere basata su criteri ambientali, in

modo da minimizzare le emissioni inquinanti o climalteranti al fine di ottenere un impianto dal minor impatto ambientale.

Le decisioni finali saranno evidentemente condizionate dal punto di vista adottato: per un soggetto pubblico, l'interesse collettivo in termini di risparmio energetico e beneficio ambientale può talvolta essere prevalente, mentre un investitore privato perseguirà come obiettivo la minimizzazione dei costi.

Da un punto di vista semplicistico un algoritmo di ottimizzazione è un processo per cui, dato un modello, definiti i vincoli e la funzione obiettivo, questo restituirà un singolo punto nello spazio di ricerca che rappresenta la migliore soluzione di progetto e gestione possibile.

Tuttavia, nella maggior parte dei casi il processo d'ottimizzazione include non solo la formulazione iniziale del modello, ma anche uno studio parametrico dei componenti e dei vincoli associati, ovvero la compilazione di database di cost e performance figures dei componenti d'impianto.

L'approssimazione inevitabilmente introdotta nella definizione di tali database pone il problema dell'affidabilità dei risultati dell'ottimizzazione, e richiede talune premesse riguardo il ruolo dell'ottimizzazione. Idealmente, il metodo di ottimizzazione dovrebbe dare una caratterizzazione delle possibili soluzioni, in modo da effettuare una validazione ex-post dei risultati ottenuti alla luce del sistema reale su cui si indaga.

Così la visione tradizionale dell'ottimizzazione come un processo schematico suddiviso in fasi (definizione del modello - implementazione del modello - ricerca dell'ottimo) viene sostituita da un sistema più realistico dove l'ottimizzazione interpreta il ruolo di una continua caratterizzazione e definizione del modello mentre è in fase di sviluppo.

Oltre a sostenere lo sviluppo e il *debugging* di un modello, l'ottimizzazione gioca un ruolo fondamentale nell'analisi e nella comprensione del comportamento del modello stesso. Il processo di ottimizzazione termina raramente quando l'algoritmo di ottimizzazione dà i suoi risultati; il decisore ha il compito di esaminare i risultati non prescindendo dalla realizzazione di accurate analisi energetiche dei risultati.

7.2 LO STATO DELL'ARTE

7.2.1 Lo stato dell'arte dell'ottimizzazione di sistemi CHCP asserviti ad un singolo edificio

Il problema dell'ottimizzazione degli impianti CHCP ha evidentemente tre aspetti principali, tra loro correlati: il risparmio energetico, la riduzione delle emissioni climalteranti e la riduzione dei costi; la ricerca scientifica è oggi volta ad indagare questi aspetti, sia ottimizzando il sistema con riferimento ad un singolo obiettivo, sia secondo approcci multi-obiettivo.

E' evidente come la morfologia del problema, che prevede l'implementazione di algoritmi di ottimizzazione per un elevatissimo numero di condizioni di carico (se le simulazioni sono effettuate su base oraria, come si è soliti fare per applicazioni in ambito civile, si dovrà ottimizzare la gestione di tutti i componenti per 8760 ore all'anno), renda necessario il ricorso a metodi automatici da sviluppare al calcolatore.

Esaminando il filone di ricerca relativo all'ottimizzazione di progetto e gestione dell'impianto, si possono rintracciare in letteratura diversi indirizzi prevalenti.

In una pubblicazione del 2009 G. Chicco e P. Mancarella [1] riassumono le caratteristiche dei metodi d'ottimizzazione recentemente proposti circa l'ottimizzazione dei sistemi poligenerativi, indicando poi l'adozione di una specifica strategia ed un particolare metodo risolutivo. Essi indicano inoltre la base temporale assunta, distinguendo tra un'ottimizzazione "short term", in cui l'arco temporale è definito come il periodo di operatività del sistema (ad esempio un anno), ed una ottimizzazione "long term" in cui la base temporale assunta è il periodo di vita utile dell'impianto (Fig. 7.2)

Va però fatta una considerazione sulle modalità di applicazione dei diversi metodi di simulazione.

Al fine di ridurre il tempo di calcolo, è invalsa l'abitudine di applicare l'algoritmo di ottimizzazione ad una base temporale ristretta, ossia ad numero ridotto di ore dell'anno tipo distribuite con precisi criteri stocastici su tutto l'anno solare.

Reference	System	Time scale	Objective	Solution method
[1]	Trigeneration	Short-term	Min{energy cost}	Linear programming
[2]	Trigeneration	Short-term	Min{energy cost}	Genetic algorithms
[3]	Multi-generation	Short-term	Min{energy cost}	Lagrangian multipliers
[4]	Trigeneration	Short-term	Min{annual costs}	Branch and bound
[5]	Multi-generation	Short-term	Min{annual costs}	Linear programming
[6]	Trigeneration	Short-term	Min{exergy costs}	System partitioning
[7]	Trigeneration	Short-term	Multi-objective: min{annual costs, CO ₂ emissions}	Linear programming
[8]	Trigeneration	Short-term	Multi-objective: min{annual costs, CO ₂ emissions}	Evolutionary algorithms
[9]	Multi-generation	Short-term	Multi-objective: min{annual costs, CO ₂ emissions}	Evolutionary algorithms/ linear programming
[10]	Multi-generation	Short-term	Multi-objective: optimal energy pricing (energy system); Min{annual costs} (multi-generation system and consumers)	Pareto optimization (energy system pricing); Linear programming (multi-generation system and consumers)
[11]	Trigeneration	Long-term	Max{net present value}	Branch and bound
[12]	Distributed multi-generation	Long-term	Max{net present value}	Genetic algorithms

- [1] Kong XQ, Wang RZ, Huang XH. Energy optimization model for a CCHP system with available gas turbines. *Appl Therm Eng* 2007;25: 377–91.
- [2] Sakawa M, Kato K, Ushiro S. Operational planning of district heating and cooling plants through genetic algorithms for mixed 0–1 linear programming. *Eur J Operat Res* 2002;137:677–87.
- [3] Hemmes K, Zachariah-Wolff JL, Geidl M, Andersson G. Towards multi-source multi-product energy systems. *Int J Hydrogen Energy* 2007; 32:1332–8.
- [4] Oh SD, Lee HJ, Jung JY, Kwak HY. Optimal planning and economic evaluation of cogeneration system. *Energy* 2007;32:760–71.
- [5] Cardona E, Sannino P, Piacentino A, Cardona F. Energy saving in airports by trigeneration. Part II: Short and long term planning for the Malpensa 2000 CHCP plant. *Appl Therm Eng* 2006;26(14/15):1437–47.
- [6] Cardona E, Piacentino A. Optimal design of CHCP plants in the civil sector by thermoeconomics. *Appl Energy* 2007;84:729–48.
- [7] Rong A, Lahdelma R. An efficient linear programming model and optimization algorithm for trigeneration. *Appl Energy* 2005;82:40–63.
- [8] Burer M, Tanaka K, Favrat D, Yamada K. Multi-criteria optimization of a district cogeneration plant integrating a solid oxide fuel cell-gas turbine combined cycle, heat pumps and chillers. *Energy* 2003;28(6):497–518.
- [9] Weber C, Maréchal F, Favrat D, Kraines S. Optimization of an SOFC-based decentralized polygeneration system for providing energy services in an office-building in Tokyo. *Appl Therm Eng* 2006;26(13):1409–19.
- [10] Aki H, Oyama T, Tsuji K. Analysis of energy service systems in urban areas and their CO₂ mitigations and economic impacts. *Appl Energy* 2006;83(10):1076–88.
- [11] Arcuri P, Florio G, Fragiocomo P. A mixed integer programming model for optimal design of trigeneration in a hospital complex. *Energy* 2007; 32:1430–47.
- [12] Li H, Nalim R, Haldi PA. Thermal-economic optimization of a distributed multi-generation energy system—a case study of Beijing. *Appl Therm Eng* 2006;26(7):709–19.

Figura 7.2: Riepilogo e referenze dei metodi d’ottimizzazione recentemente proposti circa l’ottimizzazione dei sistemi poligenerativi [1]

Per l’interpretazione dei valori orari ottenuti vengono poi utilizzati diversi metodi matematici, tra cui quello dell’integrazione stocastica o, più frequentemente, il metodo Monte Carlo che permette di generare soluzioni secondo un’opportuna distribuzione di probabilità.

Per quanto riguarda il campo di ricerca, in relazione ai sistemi CHCP a servizio di un singolo edificio, gli sforzi dei ricercatori sono stati principalmente focalizzati sull’ottenimento dell’ottimo energetico [2,3] ed economico [4]; molto ricca è anche la letteratura riguardante applicazioni cogenerative “small-scale”, ossia quelle basate sull’utilizzo di un motore primo di taglia fino a 5 MW_e. Numerosi studi hanno presentato analisi tecnico-economiche di fattibilità

in vari settori, come negli ipermercati [5], negli ospedali [6], negli alberghi ed in utenze aeroportuali [7].

Altre ricerche hanno affrontato il problema dell'ottimizzazione, cercando di definire convenienti regole euristiche: in molti casi hanno richiesto l'analisi dei vantaggi e degli svantaggi di alcune strategie di funzionamento convenzionali (rispettivamente modalità "termico a seguire" od "elettrico a seguire) [8], o la definizione di innovativi criteri operativi basati sulla domanda termica aggregata (ATD) già introdotta nel capitolo 5.3.2 [9-10].

Alcuni recenti filoni di ricerca hanno infine proposto tecniche di ottimizzazione multi-obiettivo basate su algoritmi genetici [11].

Gli algoritmi genetici (GA) sono algoritmi di ottimizzazione che hanno elevate caratteristiche di robustezza, si ispirano ai metodi di selezione naturale e sono guidati, nella ricerca della soluzione, da scelte casuali. Essi lavorano con una popolazione di punti (soluzioni) e utilizzano operatori di selezione e ricombinazione per generare nuovi punti campione in uno spazio di ricerca.

L'applicazione dei GA a sistemi CHCP consiste nell'implementazione di procedure costituite da differenti fasi. Nella prima fase viene creata una popolazione iniziale di configurazioni impiantistiche mentre nella seconda, attraverso una ripetizione iterativa del processo di riproduzione, si fa evolvere tale popolazione verso soluzioni migliori.

Questa tecnica risolutiva si è in passato rivelata adeguata allorché il tema dell'ottimizzazione di gestione può essere considerato di secondo piano; tale approccio, però, è ad oggi ritenuto particolarmente poco attraente in quanto le dinamiche dei prezzi dell'energia nel nascente mercato liberalizzato inducono a considerare sempre più indispensabile un'ottimizzazione su base oraria della gestione.

Sono stati anche proposti approcci termoeconomici. La termoeconomia, che fu proposta originariamente da Tribus ed El-Sayed nel 1960 e formalizzata da Valero [12] e Tsatsaronis, basa il calcolo dei costi sul contenuto exergetico del prodotto consentendo di calcolare in modo congruente i costi di produzione di prodotti differenti proporzionandone di conseguenza gli investimenti; il valore aggiunto della termoeconomia consiste nell'attribuire flussi

energetici di minore valore termodinamico (basandosi sul concetto di “available energy” o exergia) e nel tenere conto del reale “sistema produttivo” (ossia dell’interazione tra tutti i componenti d’impianto). Cardona e Piacentino applicano il metodo termoeconomico a sistemi CHCP operanti a livelli di carico variabile [13-14].

Tornando al tema dell’ottimizzazione convenzionale, le problematiche che si presentano sono caratteristiche della ricerca operativa: se per sistemi CHCP classici la formulazione del problema è abbastanza semplice, al punto che gli sforzi di ricerca sono prevalentemente dedicati allo sviluppo di algoritmi sempre più efficienti, per sistemi integrati con un modulo di accumulo termico (TES) il problema necessita di metodi di decomposizione significativamente più sofisticati.

Come già descritto nel capitolo 4.4 il TES è usato essenzialmente allo scopo di massimizzare la produzione elettrica nelle ore di alto costo dell’energia elettrica, garantendo ai sistemi CHCP una maggiore flessibilità nel funzionamento (senza che risulti inficiata l’efficienza energetica complessiva).

Fragaki [15] studia il beneficio economico conseguito a mezzo dell’integrazione di un volume di accumulo termico negli impianti di cogenerazione al variare dei profili di domanda termica, mentre Lund et al. [16] hanno studiato il medesimo beneficio conseguito al variare delle opzioni tariffarie imposte.

7.2.2 Lo stato dell’arte dell’ottimizzazione delle CHCP-based μ grids

Negli ultimi decenni la ricerca scientifica ha mostrato come l’integrazione di utenze di diversa tipologia, oltre alla convenienza derivante dalle elevate potenze ottenute sommando i livelli di domanda delle singole utenze, genera un beneficio aggiuntivo: i diversi profili temporali delle domande delle singole utenze consentono infatti di regolarizzare il profilo complessivo e favorire, come si vedrà, l’uso di sistemi CHCP ed il funzionamento in isola della rete

Gli utenti connessi mediante la rete di teleriscaldamento, scambiano calore con la rete inviandolo alle utenze sotto forma di fluido caldo, mentre solo le utenze che richiedono energia frigorifera possono essere dotate di macchine ad assorbimento. L’energia elettrica

richiesta dalle utenze può essere generata mediante un impianto cogenerativo centralizzato di grossa taglia (motore a combustione interna - MCI), per mezzo di cogeneratori di taglia più piccola (MCI o micro turbine a gas - MTG) opportunamente installati vicino o all'interno degli edifici, oppure può venire acquistata dalla rete elettrica; eventuali surplus di energia autoprodotta possono essere ceduti alla rete. Allo stesso modo, possono essere installati, nell'impianto centralizzato o all'interno dei singoli edifici, caldaie convenzionali e frigoriferi a compressione per integrare i sistemi di trigenerazione.

Emerge quindi il tema della centralizzazione e decentralizzazione della produzione di energia: se il calore fosse generato ed utilizzato localmente, si eviterebbero investimenti per la rete di distribuzione, ma, d'altra parte, un singolo impianto centralizzato consentirebbe, a parità di potenza prodotta e grazie alla sussistenza di economie scala, un investimento minore rispetto all'adozione di molti impianti di piccola taglia. La soluzione ottima è pertanto un compromesso che dipende da fattori tecnici, economici e ambientali.

Il concetto di sistemi distribuiti di cogenerazione e di trigenerazione applicati al District heating (DH) è basato su un'idea semplice: una rete di distribuzione che trasporta calore verso diversi edifici per una molteplicità di usi, inclusi il riscaldamento e la fornitura di acqua calda sanitaria. Tali sistemi consentono di ottenere risparmi economici ed energetici, così nel settore residenziale come in quello industriale. Considerando in particolar modo gli utenti civili caratterizzati da consumi variabili durante tutto l'anno, l'adozione di soluzioni di questo tipo può generalmente portare all'aumento dell'efficienza energetica dell'intero sistema (utilizzando del calore che in caso contrario verrebbe perduto) e quindi alla riduzione dei costi sostenuti, del consumo di energia primaria e delle emissioni inquinanti.

E' dunque il progettista che deve valutare e scegliere tra diverse possibili configurazioni, orientandosi verso l'installazione di piccole unità per singoli edifici o, alternativamente di grandi impianti integrati con reti di teleriscaldamento.

Il problema dell'ottimizzazione della singola unità poligenerativa a servizio di un singolo edificio è di per sé un problema complesso; tuttavia il problema è ben più complesso quando l'ottimizzazione è estesa a grandi impianti composti da più unità di cogenerazione,

eventualmente interconnesse a mezzo di una rete di distribuzione del fluido caldo o freddo, a servizio di un gruppo di edifici in modo da soddisfarne i fabbisogni energetici (CHCP-based μ grids).

Affrontare un problema così complesso, che come si vedrà coinvolge un numero molto elevato di variabili, richiede algoritmi e tecniche di risoluzione molto efficienti.

I distretti energetici alimentati da impianti CHCP sono ad oggi oggetto di numerose indagini modellistiche e sperimentali. La letteratura riguarda principalmente sistemi energetici in grado di soddisfare la domanda di calore, acqua calda sanitaria ed energia elettrica, mentre l'integrazione della domanda frigorifera non è in genere perseguita, per l'evidente difficoltà nel procedere alla distribuzione su medie distanze di un fluido freddo. Inoltre, la maggior parte della letteratura in merito concerne l'ottimizzazione, soprattutto in termini di costo, della strategia operativa delle tecnologie di conversione dell'energia trascurando di fatto la configurazione ottimale della rete di distribuzione.

In Soderman et al. [17] è stata studiata la configurazione della rete di distribuzione e si è sviluppato un tool in grado di definire il design ed il lay-out della rete, senza prendere tuttavia in considerazione la possibile esclusione di uno o più edifici (inclusi nel distretto energetico) dalla rete di distribuzione.

In merito all'ottimizzazione di reti esistenti, Benonysson et al. [18] hanno ricercato l'influenza che le temperature della rete di riscaldamento hanno sui costi operativi totali.

Snoek et al. [19] hanno sviluppato, a mezzo del software Simulink, un modello in grado di massimizzare la differenza di temperatura tra il fluido di mandata e ritorno. Egli dimostra come, in un sistema DH, lo sfruttamento a cascata dei carichi termici è in grado aumentare la differenza di temperatura tra la mandata ed il ritorno, che si traduce in una diminuzione delle portate nelle reti di distribuzione e dunque in minor costi di pompaggio.

Von Spakovsky et al. [20] hanno utilizzato un modello basato su Mixed Integer Linear Program (MILP) per l'ottimizzazione della gestione dell'impianto di condizionamento, della rete di interconnessione elettrica ed della rete di distribuzione del "Swiss Federal Institute of Technology in Lausanne (Svizzera)".

Casisi et al. [21] hanno eseguito un'ottimizzazione multi-obiettivo di un sistema distribuito di trigenerazione per un distretto italiano industriale, i cui utenti sono collegati ad una μ grids di teleriscaldamento alimentata da un impianto cogenerativo centralizzato. L'ottimizzazione, basata su un modello MILP, viene eseguita minimizzando il costo annuo e le emissioni di CO₂ in modo da determinare la struttura ottimale del sistema, la taglia ed il funzionamento orario di ciascun componente, tenendo in considerazione anche l'inerzia termica della rete di teleriscaldamento.

7.3 METODOLOGIA INNOVATIVA E MODELLIZZAZIONE DEI COMPONENTI

Il lavoro sviluppato nell'ambito della presente tesi va oltre i succitati articoli, nel senso che l'ottimizzazione della μ grids non è limitata a casi esistenti, ma include la possibilità di effettuare un'ottimizzazione multi-objective del sistema CHCP, volta a determinare la configurazione finale per quanto concerne il lay-out, le taglie dei componenti e la loro gestione per mezzo dell'implementazione di un tool di ottimizzazione in MatLab, che sfrutta un algoritmo di programmazione lineare.

Per valutare con sufficiente affidabilità la convenienza della realizzazione di un progetto di tali impianti, sono stati considerati aspetti che spaziano da quelli più prettamente tecnici e termodinamici a quelli logistici, economici, tariffari ed ambientali.

Dal punto di vista concettuale, l'ottimizzazione viene applicata in prima istanza ad una unità di poligenerazione asservita ad un singolo edificio; tale routine è denominata Single Building Optimization (SBO). In un secondo e successivo passo il metodo è esteso a grandi impianti con più unità di cogenerazione, eventualmente collegati tra loro tramite una rete di distribuzione del fluido termovettore caldo ed a servizio di un gruppo di edifici in modo da soddisfarne il fabbisogno energetico; questa seconda routine è denominata Multi Building Optimization (MBO).

Le funzionalità della Single Building Optimization (SBO) e della Multi Building Optimization (MBO) possono essere così definite:

- SBO: ottimizzazione di sintesi, design e gestione su base oraria per un sistema CHCP integrato con un modulo di accumulo termico a servizio di un singolo edificio. Il processo d'ottimizzazione identifica il lay-out d'impianto, le taglie ottimali di tutti i componenti inclusi nella configurazione e la loro operatività su base oraria; al tempo stesso il software restituisce il valore di indicatori economici di contesto, quali lo Spark Spread (SS) e il Total Supply Spread (TSS), nonché il valore dell'indice di risparmio energetico (Primari Energy Saving PES) conseguito.
- MBO: ottimizzazione di sintesi, design e gestione su base oraria di sistema energetico integrato composto da un numero ottimale di sistemi CHCP installati in prossimità di differenti edifici, è al contempo ottimizzata la morfologia della rete di distribuzione dei fluidi termovettori, per l'integrazione gli impianti e gli edifici collegati.

La MBO, applicata al distretto costituito da più edifici, assicura il funzionamento dei sistemi di poligenerazione a livelli di carico "economicamente ottimale", sfruttando l'eventuale complementarità dei profili di carico dei diversi edifici.

Il risultato innovativo, rispetto a tutta la letteratura esistente in materia, è rappresentato dall'algoritmo di ottimizzazione integrata di lay-out, progetto e gestione; ulteriori risultanze di assoluto rilievo sono connesse alle potenzialità applicative ed interpretative del tool. Ad oggi simili algoritmi sono disponibili solo in versioni semplificate, e sempre con riferimento a singoli sistemi poligenerativi.

I risultati dell'ottimizzazione sono estremamente esemplificativi ed consentono all'utente di identificare trade-offs molto complessi tra i diversi costi; egli sarà in grado, ad esempio, di calcolare le capacità ottimali dei sistemi CHP installati presso ogni edificio, tenendo conto della distribuzione dei consumi tra gli edifici e degli oneri connessi ai costi di pompaggio ed alle perdite di calore attraverso le reti.

Ulteriore fattore che rende apprezzabili i risultati offerti dal modello risiede nell'inclusione, nel lay-out d'impianto, di un serbatoio di accumulo termico; questo componente, come

anticipato nei precedenti capitoli, garantirà ai sistemi CHCP una maggiore flessibilità nel funzionamento orario. La routine d'ottimizzazione è in grado di ottimizzare i volumi dei moduli di accumulo termico, le loro fasi ottimali di *charging* e *discharging*, nonché i profili di interscambio di energia elettrica con la rete (in prelievo ed in immissione) su base oraria, sempre tenendo conto dei profili tariffari dell'energia.

La configurazione determinata, grazie all'inclusione di un vincolo sul conseguimento di un minimo "Primary Energy Saving Index", sarà sempre riconosciuta come "*high efficiency CHP*", e quindi ammissibile alle incentivazioni previste per gli impianti poligenerativi.

Il potenziale del metodo è evidente: esso consentirà di esplorare al massimo il potenziale di risparmio economico ed energetico per un cluster di edifici, potendo così contribuire ad una promozione dei sistemi poligenerativi in complessi di utenze come i campus universitari, i poliambulatori ospedalieri o le aree commerciali.

7.3.1 Caratterizzazione dei consumi nel settore civile

La single building optimization è orientata all'ottimizzazione di sintesi, progetto e gestione di un sistema CHP, integrato con un volume di accumulo termico, e connesso in parallelo con la rete elettrica, in grado di soddisfare le richieste elettriche, termiche e frigorifere in termini di condizionamento e raffrescamento degli ambienti.

Prima di presentare le diverse routine che compongono la SBO è bene presentare in forma schematica le variabili connesse all'ottimizzazione.

Il software di ottimizzazione che si vuole costruire necessita, per un corretto funzionamento, che siano noti, per tutte le utenze costituenti la μ grid, i valori delle domande termica, elettrica e frigorifera per tutte le 8760 ore annue. Ciò presuppone una peculiare ed impegnativa attività di ricostruzione dei profili di domanda, che è ragionevole assumere già espletata in quanto la soluzione impiantistica poligenerativa, in virtù del suo elevato costo d'investimento, andrebbe sempre valutata a valle di un'accurata analisi economica che contempli dati più o meno affidabili sui consumi energetici dell'utenza.

Le utenze civili, alle quali è specificatamente rivolta questa applicazione, possono essere di vario genere; ospedali, uffici, alberghi, abitazioni. I dati circa le domande energetiche possono essere dati reali, in caso sia stata effettuata una campagna di misurazione in un recente

passato, oppure possono essere dati di letteratura su utenze simili (es. albergo con numero di stanze prossimo a quello dell'albergo oggetto di studio), oppure possono essere il risultato di una simulazione eseguita tramite apposito software.

Le richieste energetiche degli edifici civili sono alquanto articolate sia dal punto di vista qualitativo che quantitativo, in relazione a diversi fattori. Il primo e più intuitivo fattore è costituito dalla tipologia di utenza. Le possibili applicazioni sono essenzialmente distinte secondo le seguenti classificazioni funzionali:

- utenze stagionali o ad esercizio continuo, a seconda che esse forniscano i loro servizi energetici continuativamente nel corso dell'anno o solamente in una o più stagioni temporalmente ben definite;
- utenze a servizio continuativo e non, a seconda che forniscano i loro servizi energetici per l'intero arco della giornata o solo in certe ore del giorno (come accade, ad esempio, per gli edifici ad uso uffici o locali commerciali);
- utenze per le quali è riconoscibile o meno una ciclicità settimanale con distinzione tra l'andamento dei consumi nei giorni feriali e quello nei giorni non lavorativi.

Un ulteriore fattore che chiaramente influenza i consumi dal punto di vista quantitativo è legato alle dimensioni dell'utenza, che presentano un legame con i consumi energetici basato sia sulle dimensioni degli ambienti confinati in cui stabilire il benessere termo-igrometrico e visivo, che sul numero degli utenti. Le richieste energetiche sono poi fortemente variabili con l'ubicazione geografica e l'orientamento dell'edificio, presentando la domanda termica e quella frigorifera per il condizionamento ambientale uno stretto legame con il numero di gradi giorno del sito e con l'esposizione prevalente dell'edificio. Le utenze civili che saranno prevalentemente esaminate sono quelle del settore terziario civile, ed in particolare le utenze alberghiere, ospedaliere ed i complessi di uffici di medie e grandi dimensioni. Tuttavia, alcune delle conclusioni ottenute saranno utilizzabili anche per valutare possibili applicazioni di impianti cogenerativi per complessi residenziali di grande dimensioni, ove si tenga conto delle distinzioni peculiari tra i diversi tipi di utenza. Dal punto di vista qualitativo, negli edifici adibiti ad attività nel settore terziario le richieste energetiche sono prevalentemente composte da:

- Una domanda di energia elettrica, in bassa o media tensione, per l'illuminazione e una frazione destinata a componenti ad alimentazione elettrica per il condizionamento ambientale (quali split rooftop system, ecc); nella presente tesi, invece, tali consumi sono inclusi direttamente tra quelli termici e frigoriferi riservando la denominazione di consumi elettrici ai cosiddetti usi obbligati. Ciò presuppone, evidentemente, che qualora la ricostruzione dei consumi di edifici esistenti meno utilizzati e dotati di fatturazione elettrica, si adotti un opportuno approccio per scomporre da questi dati aggregati di consumo la frazione presumibilmente destinata alla copertura dei fabbisogni termici e frigoriferi. Un'unica distinzione sarà fatta nel caso di utenze ospedaliere tra usi elettrici privilegiati e non, in relazione alla necessità di garantire ininterrottamente alcuni servizi;
- Una domanda di vapore per usi diretti ad una pressione compresa tra 0,9 e 2,6 bar, relativa generalmente all'utilizzo in cucina o in lavanderia, per utenze come quelle alberghiere ed ospedaliere che siano dotate di tali servizi. Nel caso di utenze ospedaliere, inoltre, è in genere presente una domanda di vapore per la sterilizzazione di attrezzature mediche. La domanda di vapore viene spesso definita "domanda di calore ad alta temperatura"; in tal caso ad essa si associa la domanda di acqua calda in pressione (comunemente detta "surriscaldata"), qualora essa sia richiesta a temperature superiori ai 100 °C;
- Una domanda termica a bassa temperatura, costituita dalla necessità di acqua calda per usi igienico-sanitari (temperature non superiori ai 50 °C), per l'alimentazione di una rete di sistemi per il riscaldamento ambientale (nel caso di radiatori, la temperatura richiesta non eccede comunque i 75-80 °C) e per usi di cucina e lavanderia. Nel caso di applicazioni alberghiere di alto livello, spesso dell'acqua calda è richiesta per il riscaldamento di utenze speciali come un'eventuale piscina coperta e centri benessere;
- Una domanda frigorifera per il condizionamento estivo, costituita nel caso di impianti idronici, dalla richiesta di acqua fredda alla temperatura di 5-7 °C (ingresso nelle Unità di Trattamento Aria più diffuse a livello commerciale, con uscita dell'acqua a temperature dell'ordine di 11-13 °C).

Il livello qualitativo delle varie richieste energetiche deve essere definito con esattezza; esso vincola la scelta dei componenti di macchina e delle loro taglie a quelle soluzioni che risultano

compatibili con tali livelli stessi. Osserviamo che il livello termico di tutte le utenze che richiedono calore, risulta perfettamente compatibile con quello dei recuperi termici dalle unità cogenerative, mentre quelle richieste dei terminali idronici è compatibile con le tipiche temperature di lavoro dei gruppi ad assorbimento LiBr-H₂O descritti nel paragrafo 4.3. Come detto, le diverse domande di energia presentano generalmente profili temporali indipendenti tra loro. Tuttavia, il principio di sfruttamento combinato del potenziale energetico del combustibile che sta alla base della cogenerazione premia la simultaneità delle domande di energia elettrica e termica o frigorifera, anche a causa della difficoltà nel rendere conveniente l'utilizzo di accumulatori di calore in virtù del loro elevato costo. Per simulare il funzionamento dell'impianto è pertanto indispensabile ricostruire l'esatto andamento temporale per tutte le tipologie di domanda. Il livello di risoluzione richiesto per le domande energetiche è generalmente quello su base oraria; ciò presuppone l'assunzione di un livello medio orario di consumo, introducendo un'approssimazione trascurabile nelle applicazioni del terziario nelle quali la variabilità della domanda connessa al condizionamento ambientale risulta significativa solo su intervalli temporali superiori all'ora.

7.3.2 Principi base dell'algoritmo di ottimizzazione

Essendo l'algoritmo di ottimizzazione rivolto ad utenze del settore civile, si presuppongono profili di domanda termica, frigorifera ed elettrica irregolari nel tempo; per tale motivo l'ottimizzazione è effettuata su base oraria.

Poiché l'algoritmo non include un tool per la valutazione dei consumi dal lato dell'utenza, si suppone sia stato condotto preliminarmente un dettagliato audit energetico che abbia reso disponibili i livelli di domanda termica, frigorifera ed elettrica (rispettivamente, D_H , D_C e D_E) su base oraria, noti in maniera deterministica; i valori di D_H , D_C e D_E sono comunque ottenibili, in maniera più o meno approssimata, per mezzo di software di simulazione disponibili sul mercato [22].

Dal punto di vista qualitativo, essendo le richieste frigorifere connesse al condizionamento ambientale, si suppongono temperature di mandata e di ritorno alle Unità di Trattamento Aria pari a 6 °C ed a 13 °C, rispettivamente; per quanto riguarda la domanda termica per usi diretti,

si suppone la produzione di Acqua Calda Sanitaria (ACS) e di acqua calda per riscaldamento, rispettivamente alle temperature di 45 °C e 75 °C, entrambe compatibili con i recuperi dei motori alternativi o turbina a gas in modalità CHP.

Il modello matematico è sviluppato in ambiente MatLab [23] e successivamente implementato con LINDO API 6.0 [24], il quale supporta le funzioni MatLab e consente di gestire efficientemente algoritmi di ottimizzazione con un maggior numero di variabili.

L'ottimizzazione è basata su un algoritmo di Mixed Integer Linear Programming (MILP) che assume modelli di costo semplificati per consentire la formulazione lineare della funzione obbiettivo e dei vincoli imposti.

Partendo da una superconfigurazione, ossia di uno schema d'impianto in cui sono considerati tutti i possibili componenti e interconnessioni il software analizza una serie di layout possibili per la rete di distribuzione del calore, restituendo la soluzione ottimale; l'algoritmo si basa su specifici modelli di costo e di performance per ogni componente, al fine di individuare le soluzioni più convenienti.

Il modello fisico assunto alla base dell'ottimizzazione include dunque molti dei componenti che potrebbero essere inclusi nella configurazione ottimale:

- Un motore primo, alternativamente del tipo “turbina a gas” o “motore alternativo”, alimentato a gas naturale;
- Un frigorifero ad assorbimento a singolo effetto ad acqua e bromuro di litio, che sfrutta il calore per la produzione di energia frigorifera, in modo da consentire lo sfruttamento dell'impianto anche nel periodo estivo e permettere così una più regolare operatività dell'impianto in modalità “produzione combinata” durante tutto l'anno;
- Una caldaia ausiliaria, che funge da back-up soddisfacendo la domanda termica nel caso in cui il motore primo sia spento o la produzione di energia termica non sia sufficiente a soddisfare la domanda; tale componente supplisce alla copertura dell'intera domanda termica nel caso di fuori servizio dell'unità CHP per *scheduled* o *unscheduled maintenance*.

- Un comune frigorifero a compressione di vapore che sfrutta l'energia elettrica per soddisfare la domanda frigorifera nel caso in cui il calore di scarto del motore primo non sia sufficiente per alimentare l'assorbitore o la sua produzione non comporti vantaggi economici.

La *superstruttura* include inoltre un accumulo termico che svincola parzialmente la produzione di calore dal profilo di domanda termica, nel caso in cui un'operatività "Heat tracking" non sia economicamente vantaggiosa.

La configurazione della superstruttura adottata per un singolo edificio, con l'individuazione dei corrispondenti flussi energetici è rappresentata in Fig. 7.3.

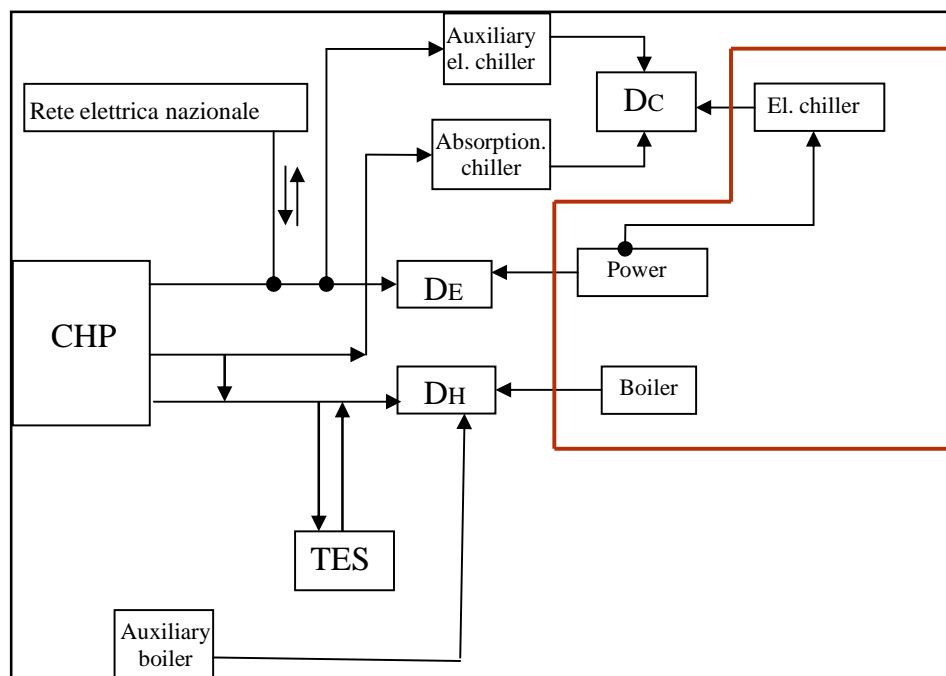


Figura 7.3: Configurazione della superstruttura adottata

Per ogni componente dell'impianto sono stati sviluppati funzioni semplificate di costo, distinte in costi di investimento e costi di esercizio; mentre i primi sono costi fissi derivanti dall'acquisto ed installazione dei componenti, i secondi sono funzione dei prezzi dell'energia elettrica e del gas e della produzione oraria dell'impianto, ad eccezione del frigorifero ad assorbimento il quale sfrutta un vettore energetico "gratuito" per la produzione del freddo.

A causa del numero elevato di variabili interessate, che come si vedrà in seguito nell'ordine di 10 000-50 000, il modello MILP consente una riduzione delle risorse computazionali; l'utilizzo di modelli di costo approssimati non pregiudica l'affidabilità dei risultati.

Variabile di contesto fondamentale per la modellizzazione dell'impianto e del suo funzionamento è dunque il costo dell'energia elettrica; l'impianto CHCP, infatti, è collegato in parallelo con la rete elettrica nazionale e può prelevare od immettere in rete energia elettrica secondo profili che garantiscono la massima remunerabilità.

Di fatto per tenere in considerazione sia gli aspetti energetici che quelli ambientali vengono generalmente considerati due diversi approcci:

- l'ottimizzazione multi-obiettivo, basata su una funzione obbiettivo che include come variabili parametri energetici, economici ed ambientali
- l'ottimizzazione “*profit-oriented*”, in cui la funzione obbiettivo include solo parametri economici soggetti a vincoli energetici ed ambientali.

La strategia operativa adottata nella presente ricerca è basata su un approccio “*profit-oriented*” ovvero sulla massimizzazione di un indicatore economico, il *Net Present Value* (NPV), in grado di esprimere le potenzialità di profitto dell'impianto trigenerativo nel suo periodo di vita utile.

La convenienza dell'utilizzo dell'impianto CHCP si basa sul confronto, su base oraria, del flusso di cassa associato al funzionamento dell'impianto CHCP e di quello relativo al tradizionale impianto di produzione separata costituito da una caldaia alimentata a gas naturale, un frigorifero a compressione di vapore e dal semplice acquisto di energia elettrica dalla rete.

Alla luce di ciò è dunque definita la funzione obbiettivo, il NPV pari alla differenza tra i flussi di cassa attesi durante tutto il periodo di vita utile dell'impianto, attualizzati all'anno 0 (istante dell'investimento) includendo nel flusso di cassa relativo al caso “con impianto poligenerativo” l'investimento capitale effettuato.

L'aspetto ambientale è contemplato tramite l'introduzione di vincoli fisici “fittizi” (che si aggiungono a quelli fisici), quali il conseguimento di un valore minimo del Primary Energy

Saving (PES%), introdotto dalla Direttiva 2004/8/EC [25]; tale vincolo contempla la possibilità di dissipazione del calore in ambiente, purchè l'attività in modalità “produzione combinata” sia prevalente, cosicché l'efficienza globale ed il risparmio energetico non risultino fortemente penalizzati.

Si è preferito tale approccio ad uno puramente multi-objective, in quanto meglio riflette la logica dei possibili gestori/energy managers di aziende pubbliche o private i quali, pur rispettando i vincoli normativi imposti, devono perseguire logiche di massimizzazioni del profitto e garantire quindi all'investitore un ritorno in termini economici.

7.3.3 Modello semplificato per i componenti d'impianto

Per tutti i componenti d'impianto il modello deve contenere appropriate *cost* e *performance figures*; pur presentando tali componenti significativi fattori di scala, almeno per quanto concerne i costi unitari e le efficienze nominali, è necessaria una formulazione in termini lineari delle *curve figures* per consentirne l'inclusione nel modello MILP adottato.

Generalmente le leggi di costo dei componenti d'impianto vengono rappresentate, così come descritto nel capitolo 4, secondo equazioni esponenziali del tipo

$$Z_{\text{comp}} = z_{0,\text{comp}} \cdot P_{\text{rated}}^{\alpha} \quad (7.1)$$

in cui il generico costo d'acquisto Z_{comp} , espresso in euro, è legato al costo specifico del componente (in EUR/kW $^{\alpha}$) ed alla capacità nominale (in kW), per mezzo di un fattore di scala α ($0 < \alpha < 1$).

Simili espressioni, desunte da un data base di macchine compilato in sede di sviluppo del progetto “Dabasi – Database and Evaluation” sugli impianti cogenerativi condotto dai Proff. E. Cardona ed A. Piacentino [26-27], sono state ulteriormente elaborate nel corso della presente ricerca ed infine linearizzate secondo l'espressione seguente:

$$Z_{\text{comp}} = z_{0,\text{comp}} \cdot P_{\text{rated}}^{\alpha} \cong a_{\text{comp}} \cdot P_{\text{rated}} + b_{\text{comp}} \cdot \delta_{\text{comp}} \quad (7.2)$$

in cui P_{rated} e δ_{comp} rappresentano rispettivamente la potenza nominale di ciascun componente e la variabile binaria 0-1 di sintesi che esprime la possibilità di includere o meno il

componente nel lay-out d'impianto. Per diversi componenti a_{comp} e b_{comp} sono stati desunti tramite un processo di regressione operato sui dati di componenti reperibili in commercio.

In questo paragrafo vengono presentate le *cost* e *performance figures* adottate per ciascun componente ed incluse nella routine d'ottimizzazione. Viene fatta un'analisi accurata dell'unità CHP (detta anche motore primo), esaminando in dettaglio l'approccio seguito; saranno necessariamente presentati i dati inerenti gli altri componenti d'impianto, quali il frigorifero ad assorbimento ed il volume d'accumulo termico.

7.3.4 Il motore primo

Per la SBO sono stati definiti due diversi lay-out, una configurazione basata sull'uso di un motore alternativo ed una che invece include una turbina a gas; entrambe le tipologie di unità CHP sono assunte alimentate a gas naturale.

Sono stati quindi sviluppati due distinti modelli pervenendo alla formulazione delle espressioni analitiche necessarie per le due differenti tipologie di motori.

Il motore alternativo

Come largamente discusso nel capitolo 4, un motore alternativo che opera in assetto cogenerativo consente il recupero di calore a due differenti livelli termici: calore ad alta temperatura, proveniente da gas esausti (115°-130°C) e calore a bassa temperatura, prelevato prevalentemente dal circuito di refrigerazione e, in misura minore, dall'olio di lubrificazione del motore (65°-85°C).

Le variabili incluse nel modello sono la potenza elettrica nominale (o "taglia" del componente) $E_{CHP,nom}$ e la potenza termica recuperata a bassa temperatura $H_{lt,i}^{CHP}$ (in kW) prodotta alla generica i-esima ora

$E_{CHP,nom}$ rappresenta la variabile di progetto mentre $H_{lt,i}^{CHP}$ è la variabile di gestione; ovviamente per un dato valore di $E_{CHP,nom}$ il valore $H_{lt,i}^{CHP}$ identifica il livello di carico $LL_{CHP,i}$ a cui opera il componente nella generica i-esima ora.

Quando la quantità di calore recuperato è massima, ovvero la produzione CHP è pari a $H_{lt,nom}^{CHP}$ (la quale dipende da $E_{CHP,nom}$ e dal valore PHR del motore) il motore opera a pieno carico per cui vale la relazione

$$LL_{CHP,i} = \frac{H_{lt,i}^{CHP}}{H_{lt,nom}^{CHP}} = 1 \quad (7.3)$$

mentre un recupero di calore nullo, ossia la condizione $H_{lt,i}^{CHP} = 0$, è associato allo spegnimento del motore, ossia alla condizione $LL_{CHP,i} = 0$.

Nonostante sia $H_{lt,i}^{CHP}$ la variabile realmente inclusa nell'algoritmo di ottimizzazione per esprimere le condizioni di funzionamento del motore primo al time step i , il livello di carico $LL_{CHP,i}$ viene in questa sede utilizzato per fornire un'interpretazione più intuitiva dell'approccio seguito.

L'operatività del motore alternativo è modellizzata attraverso i seguenti parametri: il rendimento elettrico η_e^{rec} , l'efficienza termica per il recupero di calore ad alta temperatura ed a bassa temperatura rispettivamente con η_{ht}^{rec} e η_{lt}^{rec} .

Il motivo per cui vengono presi in considerazione tali parametri è chiarito di seguito.

Per un generico motore alternativo per applicazioni stazionarie le efficienze termiche ed elettriche variano (in media) al variare del livello di carico secondo i dati riportati in tabella 7.1; la produzione $H_{lt,i}^{CHP}$ è stata quindi espressa secondo l'equazione:

$$H_{lt,i}^{CHP}(LL_{chp,i}) = E_{CHP,nom} \cdot \left[-0.2571 \cdot LL_{CHP,i}^2 + 0.9035 \cdot LL_{CHP,i} + 0.0184 \right] \quad (7.4)$$

Tuttavia, come detto precedentemente, la formulazione dell'algoritmo basata su MILP necessita di espressioni lineari: ciò induce a trascurare la variazione di efficienza al carico variabile implicita nell'equazione 7.4 e ad assumere un'efficienza costante nell'intero range di livello di carico (0, 100%). Tale assunzione, che indurrà evidentemente delle approssimazioni, verrà di seguito discussa e giustificata.

È noto come l'efficienza di un motore a bassi livello di carico diminuisce drasticamente; per tale motivo, per i motori alternativi, si è soliti procedere allo spegnimento del motore quando questo dovrebbe operare al di sotto di un livello di carico minimo LL_{min}^{comp} , che è tipicamente dell'ordine di 0,3 – 0,5 (ossia per un livello di carico compreso tra il 30% ed il 50% di quello massimo).

Tabella 7.1: Variazione delle efficienze η_e^{rec} , η_{ht}^{rec} e η_{lt}^{rec} in funzione del livello di carico.

$LL_{CHP,i}$	η_{ht}^{rec}	η_{lt}^{rec}	η_e^{rec}
30%	14,75%	28,34%	30,16%
40%	14,76%	27,40%	31,62%
50%	14,81%	26,54%	33,08%
60%	15,05%	25,98%	34,05%
70%	15,49%	25,72%	35,03%
80%	15,60%	24,88%	35,22%
90%	16,17%	24,74%	36,00%
100%	16,79%	24,59%	36,00%

Includendo tale condizione, i valori realistici del livello di carico $LL_{CHP,i}$ devono appartenere al range “ $0 \cup \{LL_{min}^{comp}, 1\}$ ”; l’inclusione di tale operatore booleano complicherebbe in maniera significativa la formulazione lineare dell’algoritmo ed i suoi tempi di risoluzione.

Tale assunzione, decisamente impegnativa, necessiterà di una validazione ex-post. Si può tuttavia legittimare l’assunzione sulla base di una considerazione: nell’ipotesi di efficienze costanti dei componenti, il frazionamento della produzione fra essi orientato alla minimizzazione dei costi conduce ad assumere alternativamente per i livelli di carico dei componenti i valori “0” o “ $D_i/P_{comp,nom}$ ”, in quanto la funzione di costo è monotona rispetto ai livelli di carico dei singoli componenti. Pertanto, se si suppone ridotto il rischio di sovradimensionamento dei componenti, per buona parte dell’anno il rapporto “ $D_i/P_{comp,nom}$ ” assumerà valori sufficientemente elevati per appartenere al range di parzializzazione fattibile [27].

Le considerazioni sopra riportate sono state largamente discusse nell’articolo citato, il quale dimostra che per un componente non-sovradimensionato la condizione per cui “ $0 \leq LL \leq LL_{min}^{comp}$ ” si verifica solo per un numero limitato di ore all’anno; di conseguenza, l’approssimazione introdotta assumendo la variabile livello di carico nell’intero range [0, 1] non porterà presumibilmente ad errori rilevanti per quanto riguarda i risultati operativi su base annua o per il periodo di vita utile dell’impianto.

Tale considerazione sarà inoltre confermata dai risultati ottenuti dalle ottimizzazioni effettuate (che saranno largamente discussi in un successivo capitolo) i quali dimostreranno che l'operatività dell'unità CHP sarà “tecno-economicamente” fattibile.

La routine assume dei valori di default (modificabili ad opera dell'utente) per η_e^{rec} , $\eta_{\text{ht}}^{\text{rec}}$ e $\eta_{\text{lt}}^{\text{rec}}$.

Sulla base dei valori reperiti nell'ambito del progetto Dabasi [27], in Fig. 7.4 vengono rappresentati i valori delle efficienze a carico parziale di 6 dei motori alternativi di diversi produttori considerati (indicati in Fig. 7.4 come #1, #2, ..., #6) tutti compresi nel range di taglia [0.4 – 3.5] MW.

La Fig. 7.4 consente di osservare dei trend generali e di stabilire valori medi dell'efficienza; i valori di default considerati, che rappresentano una media “conservativa” dei valori osservati sui componenti commerciali, sono: $\eta_e^{\text{rec}}=0.32$, $\eta_{\text{ht}}^{\text{rec}}=0.17$ e $\eta_{\text{lt}}^{\text{rec}}=0.26$.

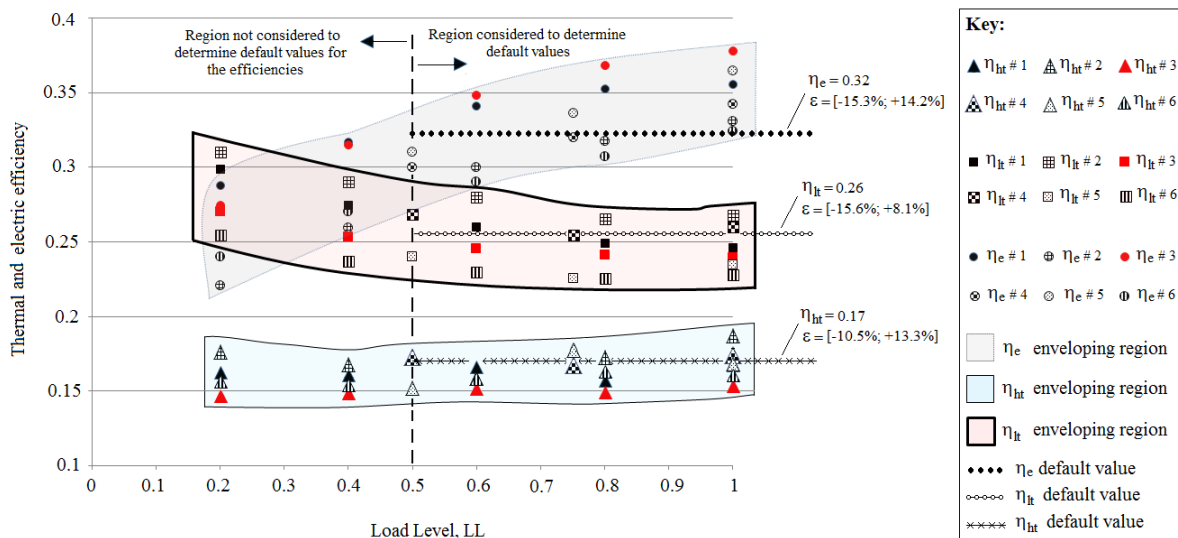


Figura 7.4: Valutazione del valore medio dell'efficienze termiche ed elettriche per un ristretto numero di motori alternativi

Si può osservare che:

- I valori di default inseriti nell'ottimizzazione sono calcolati come l'efficienza a carico parziale di motori alternativi operanti ad un livello di carico superiore al 50%
- Definito un valore dell'errore ϵ associato ai valori di default sopra elencati

$$\varepsilon = \frac{\eta_{\text{real engine}} - \eta_{\text{default}}}{\eta_{\text{real engine}}} \quad (7.5)$$

l'errore ottenuto per η_e^{rec} , $\eta_{\text{ht}}^{\text{rec}}$ e $\eta_{\text{lt}}^{\text{rec}}$ si mantiene sotto il 16%, ed in particolare:

$$\eta_e^{\text{rec}} = \{-15.3\%, +14.2\%\}$$

$$\eta_{\text{ht}}^{\text{rec}} = \{-15.6\%, +8.1\%\}$$

$$\eta_{\text{lt}}^{\text{rec}} = \{-10.5\%, +13.3\%\}$$

È opportuno dire che la routine consente di modificare i valori di default in modo da tener fede ai valori reali che l'utente intende adottare, nel caso si vogliano analizzare prodotti di case produttrici ben definite.

Anche per quanto concerne i costi di acquisto dei motori alternativi sono state effettuate regressioni lineari sull'equazione di costo presentata nell'equazione 4.1.

$$Z_{\text{CHP}}^{\text{rec}} = a_{\text{comp}} \cdot P_{\text{rated}} + b_{\text{comp}} \cdot \delta_{\text{comp}} \quad (7.6)$$

Nella modellizzazione del motore alternativo i valori di default assunti per a_{comp} e b_{comp} sono:

$$a_{\text{comp}} = a_{\text{CHP}}^{\text{rec}} = 734.93 \text{ €/kW} \quad b_{\text{comp}} = b_{\text{CHP}}^{\text{rec}} = 142475 \text{ €} \quad (7.7.a, b)$$

e la capacità elettrica a pieno carico $E_{\text{CHP,nom}}$ è assunta come variabile per esprimere la taglia del componente, per cui l'equazione 7.6 viene riscritta come:

$$Z_{\text{CHP}}^{\text{rec}} = 734.93 \cdot E_{\text{CHP,nom}} + 142475 \cdot \delta_{\text{CHP}} \quad (7.8)$$

con valori dell'errore ε sul costo di acquisto totale $Z_{\text{CHP}}^{\text{rec}}$ che risulta compreso nei ranges $[-18.1\%, +13.6\%]$.

Turbina a gas

Sulla base dei valori caratteristici reperiti, riguardo alle efficienze a carico parziale delle turbine a gas nel range di taglia compreso tra $[0.03 - 5] \text{ MW}_e$, si sono calcolati i seguenti valori medi:

$$\eta_e^{\text{turb}} = 0.29 \quad \eta_{\text{ht}}^{\text{turb}} = 0.48 \quad (7.9.a,b)$$

con un valore dell'errore ε rispettivamente compresi nei ranges $[-7.1\%; +15.18\%]$ e $[-4.1; +14.2]$.

Anche il costo delle turbine a gas è stato parametrizzato in relazione alla potenza nominale del componente $E_{\text{CHP,nom}}$; pertanto sostituendo nell'equazione 4.3 la generica variabile di taglia P_{rated} con $E_{\text{CHP,nom}}$, la funzione di costo viene espressa come:

$$Z_{\text{CHP}}^{\text{turb}} = 2334.2 \times (E_{\text{chp}}^{\text{nom}})^{-0.167} \quad (7.10)$$

Utilizzando il metodo della regressione lineare così come fatto per il motore alternativo i valori di default $a_{\text{CHP}}^{\text{turb}}$ e $b_{\text{CHP}}^{\text{turb}}$ per la turbina a gas risultano:

$$a_{\text{CHP}}^{\text{turb}} = 623.09 \text{ €/kW} \quad b_{\text{CHP}}^{\text{turb}} = 93877 \text{ €} \quad (7.11.a,b)$$

per cui:

$$Z_{\text{CHP}}^{\text{turb}} = 623.09 \cdot E_{\text{CHP,nom}} + 93877 \cdot \delta_{\text{CHP}} \quad (7.12)$$

con un valore dell'errore ε sul costo di acquisto totale $Z_{\text{CHP}}^{\text{turb}}$ nel range $[-21.7\%, +12.9\%]$.

7.3.5 Il frigorifero ad assorbimento

La procedura discussa nel paragrafo precedente è stata applicata anche agli altri principali componenti d'impianto inclusi nella superconfigurazione.

È assunto un valore costante del Coefficiente di prestazione (COP) dell'assorbitore pari a 0,7, indipendentemente dalla temperatura dell'acqua di alimentazione (assunta sempre superiore ai 100°C) e dal livello di carico. Naturalmente tali presupposti non riflettono accuratamente il reale comportamento dei frigoriferi ad assorbimento, il cui COP decresce al decrescere della temperatura di alimento al generatore del soluto distillato e le cui performance variano leggermente per un livello di carico compreso tra il 50% ed il 100% [28]; tuttavia, tale assunzione, è sufficientemente approssimata per molte applicazioni, soprattutto quando il refrigeratore è adoperato per la maggior parte della stagione di condizionamento estivo a livelli di carico medio/alti.

Facendo riferimento al database proposto sviluppati nel progetto Dabasi, assumendo $\text{COP}=0,7$ il valore dell'errore ε è compreso nell'intervallo $[-6.4\%, +18.3\%]$.

L'espressione del costo riportata nell'equazione 4.4 viene linearizzata nella forma:

$$Z_{\text{abs}} = 13512 \times C_{\text{abs,nom}}^{0,3852} = 126.71 \times C_{\text{abs,nom}} + 53349 \times \delta_{\text{abs}} \quad (7.13)$$

essendo:

$$a_{\text{abs}} = 126.71 \text{ €/kW} \quad b_{\text{abs}} = 53349 \text{ €} \quad (7.14 a,b)$$

7.3.6 Il volume d'accumulo termico (Thermal Energy Storage TES)

La scelta del sistema di accumulo dipende da diversi fattori, quali il periodo di utilizzazione, la fattibilità economica e le condizioni operative, soprattutto in termini di ciclicità di charging e discharging. Il volume di accumulo più diffuso nelle applicazioni termotecniche in ambito civile è il tank ad accumulo di energia termica sensibile.

Il modello di ottimizzazione dell'operatività del volume d'accumulo maggiormente impiegato è quello introdotto nel 1993 da Ravn e Rygaard [29], i quali, con riferimento ad una specifica geometria, espressero la quantità di energia accumulata al generico istante $t+1$ come la quantità accumulata al tempo t , sottratta di un fattore proporzionale alle perdite di calore attraverso la superficie laterale.

Sulla base di questa metodologia, nel presente studio l'operatività del TES è modellizzata attraverso due set di variabili, definite su base oraria:

- $STOR_{TES,i}$: energia accumulata inizialmente all'inizio dell' i -esima ora, espressa in kWh;
- $Q_{TES,i}$: potenza termica erogata dal TES durante l' i -esima ora, espressa in kWh. Questa variabile rappresenta, quando è positiva, ossia in fase di “*discharging*”, la frazione di calore ceduto dal TES; viceversa, quando è negativa, ossia in fase di “*charging*”, essa rappresenta la quantità di calore accumulato.

Essendo la base temporale assunta alla base dell'ottimizzazione pari ad 1 ora, il valore di $Q_{TES,i}$ rappresenta numericamente sia la quantità di calore fornita/assorbita nell' i -esima ora (in kWh), sia il valore della potenza termica mediamente fornita/assorbita nella medesima ora (in kW).

L'efficienza energetica del TES è modellizzata attraverso un fattore di perdita orario [30-31], $\Delta H_{\%}$, secondo l'equazione:

$$\eta_{TES} = \left(1 - \frac{H_{Loss}^{tank}}{STOR_{TES}} \right) \quad (7.15)$$

essendo, valida la relazione:

$$\frac{\Delta H_{\%}}{100} = \frac{H_{Loss}^{tank}}{STOR_{TES}} \quad (7.16)$$

Nell'equazione 7.16 $H_{\text{loss}}^{\text{tank}}$ rappresenta la quantità di calore dissipato nell'unità di tempo [32], attraverso le pareti laterali del volume di accumulo, così come verrà definita nell'equazione 7.17.

Nella modellizzazione del TES è dunque importante stimare le perdite di calore attraverso la valutazione delle caratteristiche fisiche e termiche del sistema di accumulo.

Nella valutazione delle prestazioni del TES, nella pratica comune, si assume un modello unidimensionale il quale, pur implicando alcune ipotesi semplificative, è il più idoneo per valutare le perdite d'energia accumulata [33].

Tale metodo si basa sul presupposto che la distribuzione delle temperature del fluido contenuto nel TES può essere trattata come unidimensionale; ciò implica che i gradienti di temperatura esistono solo in direzione verticale e sono trascurabili in direzione orizzontale. Inoltre il calore dissipato attraverso la superficie laterale del volume di accumulo è definito attraverso un valore medio della trasmittanza U_{tank} .

Per valutare le perdite di energia dovute al contatto della superficie laterale con l'ambiente esterno bisogna dunque tenere in considerazione la geometria del sistema e il valore delle temperature in ingresso e in uscita.

La quantità di calore dissipato, nell'unità di tempo, attraverso le pareti laterali del volume di accumulo è definita da:

$$H_{\text{loss}}^{\text{tank}} = U_{\text{tank}} \times S_{\text{lat}} \times (T_{\text{int}} - T_{\text{amb}}) \quad (7.17)$$

dove:

- U_{tank} è il coefficiente di dispersione termica (trasmittanza) [$\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$];
- S_{lat} è la superficie laterale del TES [m^2];
- T_{int} è la temperatura interna del TES [°C];
- T_{amb} è la temperatura esterna [°C].

Le prestazioni del TES che utilizzano serbatoi di acqua calda sono rese migliori dal fenomeno della stratificazione termica provocata dalle diverse densità degli strati di acqua caldi e freddi all'interno del serbatoio; l'acqua calda, infatti, rimane nella parte superiore e quella fredda rimane nella parte inferiore.

I serbatoi di acqua calda stratificata sono progettati per la conservazione di calore a breve termine, al fine di consentire il livellamento dei profili di carico giornalieri. La stratificazione termica è dovuta alle forze di galleggiamento, che garantiscono una temperatura più alta in

sommità e una temperatura più bassa nella parte inferiore del serbatoio; nella porzione intermedia, interfaccia tra fluido caldo e freddo, si instaura invece un elevato gradiente di temperatura. Lo spessore dell'interfaccia, in cui la temperatura varia sensibilmente prende il nome di termoclino.

Durante il processo di carica, l'acqua calda viene fornita alla parte superiore del serbatoio, mentre la stessa quantità di acqua fredda è prelevata dal fondo della vasca. Durante la fase di scarico del TES, ha luogo un processo opposto.

La stratificazione permette dunque di avere temperature più elevate dell'acqua da inviare all'utenza e temperature inferiori dell'acqua da inviare al recuperatore di calore per il raffreddamento del motore primo. Sia la geometria e la configurazione del serbatoio, sia i materiali utilizzati sono selezionati in modo da mantenere questi effetti.

Nella determinazione del valore della componente H_{loss}^{tank} è dunque fondamentale tenere in considerazione la contemporaneità dei fenomeni della stratificazione termica e della dissipazione di calore attraverso la superficie laterale dell'accumulo.

La minimizzazione della quantità totale di energia dissipata (H_{loss}^{tank}) si ottiene facilmente quando è minimizzata la superficie esterna del TES, responsabile della dispersione di calore per conduzione con l'ambiente circostante.

La superficie laterale di un cilindro, funzione dell'altezza h e del diametro D , è data dall'equazione 8.19) per cui :

$$S_{TES} = 2\pi \frac{D^2}{4} + 2\pi \frac{D}{2} * h \quad (7.18)$$

Per un fissato volume V_{TES} (e, quindi, per una data capacità di accumulo, essendo fissato il ΔT) l'altezza h è espressa come:

$$h = \frac{V}{\pi \left(\frac{D}{2}\right)^2}$$

Sostituendo h nell'equazione 7.18 si ha:

$$S_{TES} = 2\pi \left(\frac{D}{2}\right)^2 + 2V_{TES} \left(\frac{D}{2}\right)^{-1} \quad (7.19)$$

Derivando l'equazione 7.19 rispetto al raggio $D/2$ si ha:

$$\frac{dS_{TES}}{d\left(\frac{D}{2}\right)} = 4\pi\left(\frac{D}{2}\right) - 2V_{TES}\left(\frac{D}{2}\right)^{-2} \quad (7.20)$$

Imponendo che la derivata sia pari a 0, si determinano i valori del diametro e dell'altezza cui compete la minima superficie esterna del recipiente per dato volume V:

$$D = 2\left(\frac{V_{TES}}{2\pi}\right)^{\frac{1}{3}} \Rightarrow h = \frac{V_{TES}}{\pi}\left(\frac{V_{TES}}{2\pi}\right)^{-\frac{2}{3}} \quad (7.21)$$

da cui $\frac{h}{D} = 1$

Nonostante il valore ottimale del rapporto h/D sia pari ad 1, il mercato offre soluzioni differenti con valori del rapporto h/D anche più elevati; tali configurazioni, occupando in pianta una superficie inferiore, risultano di più semplice integrazione soprattutto nel caso di impianti esistenti, nei quali la collocazione del TES è vincolata dalla presenza degli altri componenti e dello spazio disponibile.

Nella presente trattazione si assume come modello di riferimento un accumulo termico mediamente stratificato, in cui lo spessore del termoclino è pari ad 1/3 dell'altezza del volume del serbatoio (Fig. 7.5).

La perdita di calore è facilmente calcolabile nel caso di un profilo di temperatura noto nel volume di stoccaggio; tuttavia, estrapolare il profilo di temperatura non è così semplice, per cui si assume un valore medio della temperatura $[T_{int}^{media}]$ nella fascia del termoclino.

$$T_{int}^{media} = (T_{int}^{inf} + T_{int}^{sup})/2 \quad (7.22)$$

La perdita termica complessiva vale:

$$H_{loss}^{tank} = H_{loss}^{wall} + H_{loss}^{top} + H_{loss}^{bottom} \quad (7.23)$$

in cui le diverse componenti di perdita sono calcolate come:

$$H_{loss}^{wall} = U_{tank} * \frac{1}{3} S_{TES} * (T_{int}^{media} - T_{amb}) \quad (7.24 a)$$

$$H_{loss}^{top} = U_{tank} * \left(\frac{1}{3} S_{TES} + \frac{\pi D^2}{4} \right) * (T_{int}^{sup} - T_{amb}) \quad (7.24 b)$$

$$H_{\text{loss}}^{\text{bottom}} = U_{\text{tank}} * \left(\frac{1}{3} S_{\text{TES}} + \frac{\pi D^2}{4} \right) * (T_{\text{int}}^{\text{inf}} - T_{\text{amb}}) \quad (7.24 \text{ c})$$

Poiché la quantità di energia termica accumulata ($\text{STOR}_{\text{TES},i}$) è funzione del volume dell'accumulo, anche la quantità di energia dissipata ($H_{\text{loss}}^{\text{tank}}$) è espressa in funzione del volume a mezzo di un coefficiente α pari al rapporto tra la superficie laterale e il volume dell'accumulo termico:

$$\alpha = \frac{S_{\text{TES}}}{V_{\text{TES}}} \quad \left[\frac{1}{\text{m}} \right] \quad (7.25)$$

e sulla base delle precedenti valutazioni α assume i valori:

$$\alpha_1 = \frac{\frac{1}{3} S_{\text{TES}}}{\frac{1}{3} V_{\text{TES}}} \quad \alpha_2 = \alpha_3 = \frac{\left(\frac{1}{3} S_{\text{TES}} + \frac{\pi D^2}{4} \right)}{\frac{1}{3} V_{\text{TES}}} \quad (7.26 \text{ a,b})$$

dove α_1 e $\alpha_2=\alpha_3$ sono rispettivamente in valori del coefficiente riferiti alla porzione 1 e 2=3 del volume d'accumulo (Fig. 7.5).

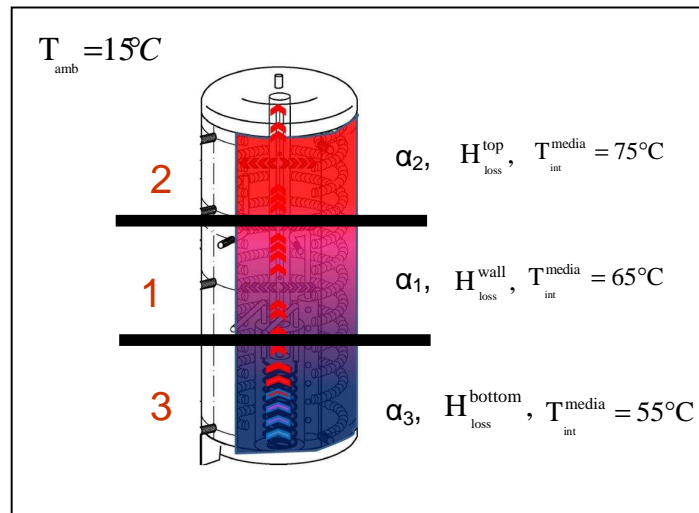


Figura 7.5: Rappresentazione schematica del volume di accumulo termico (TES). Lo spessore del termocline è pari ad 1/3 dell'altezza del volume e per ogni strato sono indicati i valori della temperatura ed i coefficienti α di riferimento

Nel valutare la quantità di calore dissipato H_{Loss} è stato preso in considerazione un volume di accumulo di forma cilindrica della capacità di 100 mc.

Fissato $\Delta T = 20^\circ\text{C}$ assumendo valori di temperatura in ingresso pari a $T_{\text{int}}^{\text{sup}} = 75^\circ\text{C}$ e temperatura in uscita pari a $T_{\text{int}}^{\text{sup}} = 55^\circ\text{C}$, al variare del rapporto h/D nel range $[0,5;3,5]$ sono stati valutati i corrispondenti valori dei coefficienti α_1 e $\alpha_2=\alpha_3$.

Tabella 7.2: Valore dei coefficienti α al variare del rapporto h/D per un TES di capacità pari a 100 m³

V(m ³)	h/D	α_1	$\alpha_2=\alpha_3$
100	0,5	0,63	1,58
	1	0,80	1,40
	1,5	0,91	1,37
	2	1,00	1,38
	2,5	1,08	1,40
	3	1,15	1,44
	3,5	1,21	1,47

Per i corrispondenti valori medi $\alpha_{1,\text{med}} = 0,97$ e $\alpha_{2,\text{med}}=\alpha_{3,\text{med}}=1,43$ è stata calcolata la quantità

$\frac{\Delta H_{\%}}{100}$ espressa come:

$$\frac{\Delta H_{\%}}{100} = \frac{H_{\text{Loss}}^{\text{tank}}}{\text{STOR}_{\text{TES}}} = \frac{\alpha_i * U_{\text{tank}} * V_{\text{TES}} * \Delta T * 3.600}{\rho * c_p * V_{\text{TES}} * \Delta T} \quad (7.27)$$

i risultati ottenuti sono indicati in Fig. 7.6

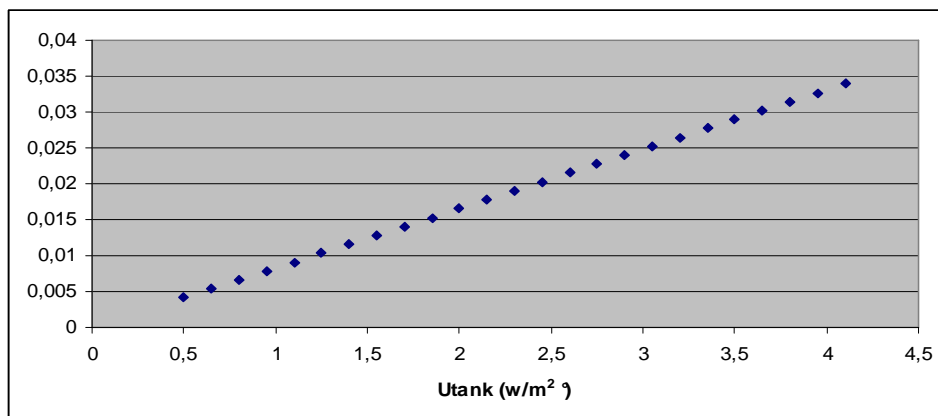


Figura 7.6: Fattore di perdita orario $\Delta H_{\%}/100$ al variare della trasmittanza U_{tank}

Si assume dunque un valore medio del fattore di perdita orario $\Delta H_{\%}$ valutato pari al 2%.

Per la modellizzazione del componente TES è stata estrapolata un'equazione di costo per l'acquisto del componente, sulla base dei listini prezzi dell'anno 2010 di tre case produttrici italiane (Santandrea, Elbi e Queen)[34-36].

l'equazione di costo ottenuta è:

$$Z_{TES} = 570.5 \times V_{TES} + 2037.8 \times \delta_{TES} \quad (7.28)$$

con un errore ε del costo di acquisto totale nel range [-22.1%, +27.5%].

7.3.7 La rete di distribuzione

Per la modellizzazione della rete di trasporto è necessario richiamare le equazione formulate nel paragrafo 6.7.1

Assumendo valori di velocità in nel range [0.7 - 1.6 m/s], che consente di soddisfare le potenze comprese tra i 150 kW e 3 MW e fissata una variazione di temperatura tra il flusso in ingresso e in uscita $\Delta T = 20^\circ\text{C}$, il valore dei diametri interessati è compreso nel range [50 - 150 mm].

L'equazione 6.4 qui riportata come equazione 7.29

$$d = 0.0365 H_{distr} + 57.6 \text{ [mm]} \quad (7.29)$$

mette in relazione la potenza distribuita H_{distr} (espressa in kW/mm per H_{distr} sotto i 3.0 MW) con il valore del diametro d .

Come vedremo successivamente la variabile di gestione nella formulazione della routine sarà H_{distr} , dunque per la formulazione dell'equazione di costo secondo un'espressione lineare è necessario associare un costo unitario alla potenza distribuita H_{distr} .

Secondo l'espressione 6.5 e qui riportata come 7.30 il costo della rete è indicato come

$$Z_{branch} = l_{branch} \cdot z_{branch} \quad (7.30)$$

Dividendo il costo unitario espresso in €/ml per il diametro d si ottiene un valore $z_{branch}^{unit d}$ espresso in $\text{€}/(\text{mm} \times \text{ml})$

Secondo questo procedimento la componente Z_{branch} (espresso in €) può essere calcolata moltiplicando un "costo unitario per unità di lunghezza e per unità di diametro $z_{branch}^{unit d}$ per il diametro della tubazione dunque l'equazione .

$$Z_{branch} = l_{branch} \cdot z_{branch} = l_{branch} \cdot (z_{branch}^{unit d} \cdot d_{branch}) \quad (7.31)$$

In tabella 7.3 sono calcolati i valori di $Z_{branch}^{unit d}$ per i corrispondenti valori del diametro d_{branch} compreso nel range [50-150 mm]

Tabella 7.3: Valori di $Z_{branch}^{unit d}$ per i corrispondenti valori del diametro d_{branch} compreso nel range [50-150 mm].

d_{branch} (mm)	Z_{branch} costo €/ml	$Z_{branch}^{unit d}$ costo €/mm*ml
50	272,69	5,45
65	292,52	4,50
80	333,42	4,17
100	393,54	3,94
125	402,84	3,22
150	427,63	2,85

Se si assume un valore medio di $Z_{branch}^{unit d} = 4,2 \frac{\text{€}}{\text{m} \cdot \text{mm}}$ e sostituendo l'espressione del diametro d secondo l'eq. 7.29 all'espressione 7.31 si ottiene:

$$Z_{branch} = l_{branch} \times 4,2 \times (0.0365 H_{distr} + 57.6) \quad (7.32)$$

In tabella 7.4 vengono riassunte le relazioni di costo che verranno successivamente utilizzate per la formulazione della Single Building Optimization (SBO) e della Multi Building Optimization (MBO).

Tabella 7.4: Sintesi delle equazioni di costo adottate e rispettivo errore ε .

Componente	Variabili di sintesi, progetto e gestione	Equazione	Valori di default	errore ε sul costo di acquisto totale del componente
Motore alternativo	<ul style="list-style-type: none"> - δ_{CHP} Variabile di sintesi, - $E_{\text{CHP,nom}}$ output elettrico a pieno carico - $H_{\text{lt},i}^{\text{CHP}}$ variabile di gestione oraria del componente 	$Z_{\text{CHP}}^{\text{turb}} = a_{\text{CHP}}^{\text{rec}} \cdot E_{\text{CHP,nom}} + b_{\text{CHP}}^{\text{rec}} \cdot \delta_{\text{CHP}}$	$a_{\text{CHP}}^{\text{rec}} = 734.93 \text{ €/kW}$ $b_{\text{CHP}}^{\text{rec}} = 142475 \text{ €}$	$\varepsilon \in [-18.1\%, +13.6\%]$
Turbina a gas	<ul style="list-style-type: none"> - δ_{CHP} Variabile di sintesi, - $E_{\text{CHP,nom}}$ output elettrico a pieno carico - $H_{\text{ht},i}^{\text{CHP}}$ variabile di gestione oraria del componente 	$Z_{\text{CHP}}^{\text{turb}} = a_{\text{CHP}}^{\text{turb}} \cdot E_{\text{CHP,nom}} + b_{\text{CHP}}^{\text{turb}} \cdot \delta_{\text{CHP}}$	$a_{\text{CHP}}^{\text{turb}} = 623.09 \text{ €/kW}$ $b_{\text{CHP}}^{\text{turb}} = 93877 \text{ €}$	$\varepsilon \in [-21.7\%, +12.9\%]$
Frigorifero ad assorbimento (abs)	<ul style="list-style-type: none"> - δ_{abs} Variabile di sintesi, - $C_{\text{abs,nom}}$ output frigorifero a pieno carico, 	$Z_{\text{abs}} = a_{\text{abs}} \cdot C_{\text{abs,nom}} + b_{\text{abs}} \cdot \delta_{\text{abs}}$	$a_{\text{abs}} = 126.71 \text{ €/kW}$ $b_{\text{abs}} = 53349 \text{ €}$	$\varepsilon \in [-19.2\%, +24.6\%]^1$
Thermal energy storage	<ul style="list-style-type: none"> - δ_{TES} Variabile di sintesi, - V_{TES} Volume del TES, 	$Z_{\text{TES}} = a_{\text{TES}} \cdot V_{\text{TES}} + b_{\text{TES}} \cdot \delta_{\text{TES}}$	$a_{\text{TES}} = 570.5 \text{ €/m}^3$ $b_{\text{abs}} = 2037.8 \text{ €}$	$\varepsilon \in [-22.1\%, +27.5\%]^2$
Rete di distribuzione	H_{distr} variabile di gestione oraria:	$Z_{\text{branch}} = I_{\text{branch}} \times z_{\text{branch}}^{\text{unitd}} \times (0.0365 H_{\text{distr}} + 57.6)$		

Le relazioni descritte nel presente capitolo sono la base di partenza ai fini della formulazione delle routine d'ottimizzazione rispettivamente la SBO e MBO che verranno descritte nel successivo capitolo.

Nell'ultimo capitolo la routine sarà applicata ad un set di edifici di un complesso ospedaliero: un edificio destinato alla degenza due padiglioni destinati a reparti e un edificio ad uso uffici e servizi di cui sono noti gli andamenti dei carichi elettrici, termici e frigoriferi su base oraria, al fine di investigare la sensitività del design e dell'operatività dell'impianto al variare delle condizioni al contorno.

Verrà valutata l'incidenza che i valori minimi di $PES_{\%}$ imposti dalla normativa e le efficienze di confronto della "produzione separata", hanno sulla configurazione finale dell'impianto ed i conseguenti tempi di ritorno dell'investimento.

Sarà esaminata inoltre l'influenza che le tariffazioni dell'energia elettrica ed i meccanismi di sostegno, ed in particolare di esenzione fiscale sul carburante consumato dalle unità di poligenerazione, hanno sulla progettazione e il funzionamento degli impianti CHCP.

Sarà infine esaminata inoltre valutata l'incidenza che la capacità del volume di accumulo termico ha sul valore della funzione obiettivo e sui tempi di ritorno dell'investimento.

Bibliografia

- [1]. Chicco G., Mancarella P., Distributed multi-generation: A comprehensive view, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2009, Vol. 13, pp. 535-551.
- [2]. Arteconi A., Brandoni C., Polonara F., Distributed generation and trigeneration: Energy saving opportunities in Italian supermarket sector, *Applied Thermal Engineering*, 2009, Vol. 29, pp. 1735-1743.
- [3]. Fumo N., Chamra L.M., Analysis of combined cooling, heating, and power systems based on source primary energy consumption, *Applied Energy*, 2010, Vol. 87, pp. 2023-2030.
- [4]. Cho H., Luck R., Eksioglu S.D., Chamra L.M., Cost-optimized real-time operation of CHP systems, *Energy and Buildings*, 2009, Vol. 41, pp. 445-451.
- [5]. Maidment G.G. et al., Combined cooling, heat and power in supermarkets. *Applied Thermal Engineering*, 2002, vol. 22, pp. 653-65.
- [6]. Renedo C.J. et al., Study of different cogeneration alternatives for a Spanish hospital center. *Energy and Buildings*, 2006, vol. 38, pp. 484-90.
- [7]. Cardona E. et al, Energy saving in airports by trigeneration. Part II: Short and long term planning for the Malpensa 2000 CHCP plant. *Applied Thermal Engineering*, 2006, vol. 26, pp. 1437-47.
- [8]. Kavvadias K.C., Tosiosa A.P., Z.B. Maroulisa, Design of a combined heating, cooling and power system: Sizing, operation strategy selection and parametric analysis, *Energy Conversion and Management*, 2010, Vol. 51, pp. 833-845.
- [9]. Cardona E., Piacentino A., A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas, *Applied Thermal Engineering*, 2003, Vol. 23, pp. 1665-1680.
- [10]. Piacentino A., Cardona F., An original multi-objective criterion for the design of small-scale polygeneration systems based on realistic operating conditions, *Applied Thermal Engineering*, 2008, Vol. 28, pp. 2391-2404.

- [11]. Wang J.-J., Jing Y.-Y., Zhang C.F., Optimization of capacity and operation for CCHP system by genetic algorithm, *Applied Energy*, 2010, Vol. 87, pp. 1325-1335.
- [12]. Lozano MA, Valero A. Theory of the exergetic cost. *Energy*, 1993; vol 18, pp. 939–60.
- [13]. Cardona E., Piacentino A., Optimal design of CHCP plants in the civil sector by thermoeconomics, *Applied Energy*, 2007, Vol. 84, pp. 729-748.
- [14]. Piacentino A., Cardona F., On thermoeconomics of energy systems at variable load conditions: Integrated optimization of plant design and operation, *Energy Conversion and Management*, 2007, Vol. 48, pp. 2341-2355.
- [15]. Fragaki A, Andersen AN, Toke D. Exploration of economical sizing of gas engine and thermal store for combined heat and power plants in the UK. *Energy* 2008;33:1659–70.
- [16]. Lund H, Andersen AN. Optimal designs of small CHP plants in a market with fluctuating electricity prices. *Energy Convers Manage* 2005;46:893–904.
- [17]. Bogdan Z, Kopjar D. Improvement of the cogeneration plant economy by using heat accumulator. *Energy* 2006;31:2285–92.
- [18]. - J. Söderman and F. Pettersson. Structural and operational optimisation of distributed energy systems. *Applied thermal engineering*, 26:1400–1408, 2005.
- [19]. - Chris Snoek, Libing Yang, Tom Onno, Svend Frederiksen, Hans Korsman. Optimization of District Heating Systems by Maximizing Building Heating System Temperature Difference. Programme of Research, Development and Demonstration on District Heating and Cooling, Annex IV 1999-2002. International Energy Agency IEA District Heating and Cooling.
- [20]. - M.R. von Spakovsky, V Curti, and M. Batato. The performance optimization of a cogeneration/heat pump facility. Technical report, Laboratoire d'Energétique Industrielle, EPFL, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, 1992.
- [21]. - Casisi M., Pinamonti P., Reini M., 2009, "Optimal lay-out and operation of CHP distributed generation systems", *Energy*, Vol 34, No 12, pp. 2175-2183.
- [22]. Klein S.A. et al., TRNSYS 16—A TRansientSYstem Simulation Program, UserManual, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, Madison, 2004.

- [23]. William J. Palm III; *Introduction to Matlab 7 for Engineers*; The McGraw-Hill Companies, Inc.: New-York, NY, 2005.
- [24]. LINDO API 6.0 User Manual ; LINDO System, inc.: Chicago, ILLINOIS (IL), 2009; p. 548.
- [25]. Directive 2004/8/EC of the European Parliament and of the Council, 2004. Official Journal of the European Union L 52 (50-60) – 21.02.04.
- [26]. Piacentino A., Cardona F., EABOT – Energetic analysis as a basis for robust optimization of trigeneration systems by linear programming, *Energy Conversion and Management*, 2008, Vol. 49, pp.3006-3016.
- [27]. Cardona E., Piacentino A., DABASI – WWW promotion of energy saving by CHCP plants – Database and Evaluation, Save II Program – Contract No. 4.1031/Z//02-060, January 2005.
- [28]. Air-Conditioning and Refrigeration Institute, Standard ARI 560-2000 “Absorption Water Chilling and Water Heating Packages”, January 2000.
- [29]. Ravn H. F., Rygaard J. M. *Optimal Scheduling of Coproduction with a Storage*, Technical Report IMSOR, Technical University of Denmark, Lyngby, Denmark.
- [30]. Dincer, I. and Rosen, M.A.: *Thermal Energy Storage: Systems and Applications*. John Wiley & Sons York, N.Y. (2002).
- [31]. Campos Celador A., Odriozola M., Sala J.M., Implications of the modelling of stratified hot water storage tanks in the simulation of CHP plants, *Energy Conversion and Management*, 2011, Vol. 52, pp. 3018–3026.
- [32]. Ibrahim Dincer: On thermal energy storage systems and applications in buildings *Energy and Buildings* 34 (2002) pp. 377–388.
- [33]. Cynthia A. Cruickshank, Stephen J. Harrison: Heat loss characteristics for a typical solar domestic hot water storage *Energy and Buildings* 42 (2010) pp. 1703–1710.
- [34]. www.sonnenkraft.com
- [35]. www.elbi.it
- [36]. www.santandrea.com

- [37]. Logstor international, District Heating Division, available at URL: www.logstor.com.
- [38]. Bruggpipesystems, available at URL: www.bruggpipesystems.it.
- [39]. EniaS.p.a. Energy Company, Network and energy plant management Division, Piacenza (Italy), Contact persons: Engg. G. Pradovera and D. Parenti, visitata nel Settembre 2009.

8 LA ROUTINE D'OTTIMIZZAZIONE

8.1 LA SINGLE BUILDING OPTIMIZATION (SBO)

8.1.1 Input energetici

Come descritto nel paragrafo 7.3.3, i profili di domanda dei diversi vettori energetici si assumono noti e disponibili su base oraria.

In una fase preliminare di audit energetico, sulla base di dati derivanti da bollette del gas e dell'energia elettrica e da profili storici di consumo, è infatti possibile estrapolare i profili giornalieri dei consumi termici, frigoriferi ed elettrici ed elaborarli in un data sheet contenente 8760 valori di consumo per ogni edificio.

Le dimensioni dei vettori dei carichi energetici saranno dunque 8760×3 (righe per colonne); i singoli vettori energetici saranno quindi associati rispettivamente a:

- Il vettore dei carichi elettrici, $\mathbf{D_e}=(D_{e,1}, D_{e,2}, \dots, D_{e,8760})$, che include esclusivamente i consumi dei dispositivi elettrici, elettronici ed i consumi per l'illuminazione. Ai dati storici desunti dalle bollette devono essere preventivamente sottratti i consumi elettrici destinati ai sistemi di condizionamento ambientale ed alle pompe di calore;
- Il vettore dei carichi termici, $\mathbf{D_h}=(D_{h,1}, D_{h,2}, \dots, D_{h,8760})$, che include sia le richieste per il riscaldamento ambientale che per la fornitura di acqua calda sanitaria (ACS). La routine non distingue i suddetti fabbisogni, essendo possibile soddisfare entrambi i carichi degradando il calore di scarto fornito dall'unità CHP ad una temperatura compresa tra i 70° e gli 80° C, a mezzo di due scambiatori di calore disposti in parallelo come da schema di Fig. 8.1;
- Il vettore dei carichi frigoriferi, $\mathbf{D_c}=(D_{c,1}, D_{c,2}, \dots, D_{c,8760})$, include esclusivamente le richieste associate al condizionamento ambientale.

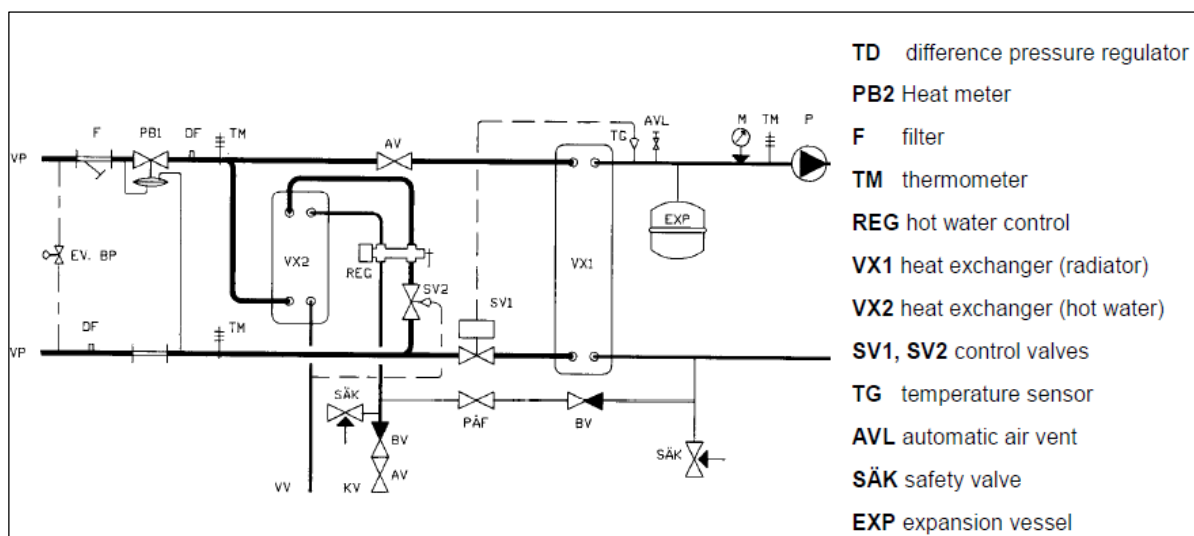


Figura 8.1: Schema della connessione in parallelo con due scambiatori di calore per i sistemi di riscaldamento e per l'acqua calda sanitaria.

Dopo aver caricato i consumi D_e , D_h e D_c , il tool calcola due vettori aggiuntivi:

- la “domanda termica aggregata” (Aggregate Thermal Demand, ATD), $ATD = (ATD_1, ATD_2, \dots, ATD_{8760})$, ampiamente descritta nel capitolo 5.3.2, il cui generico elemento rappresenta la somma dei carichi termici diretti ed indiretti ovvero la somma per l' i -esima ora, del carico termico e della quantità di calore destinata all'alimentazione del frigorifero ad assorbimento per il soddisfacimento dell'intera domanda frigorifera oraria:

$$ATD_i = D_{h,i} + \frac{D_{c,i}}{COP_{abs}} \quad \text{per } i = 1 \dots 8760 \quad (8.1)$$

Il valore di picco dell'ATD viene impostato come valore massimo della taglia dell'unità CHP, ossia quello che verrà definito “*Upper Bound*”; Infatti, mentre il carico termico è il “fattore vincolante” per l'utilizzo combinato dell'output energetico di un sistema CHP, l'analogo fattore vincolante nei sistemi CHCP è rappresentato dal carico termico aggregato. Quando il recupero termico è maggiore dell'ATD la produzione termica in surplus deve essere scaricata in atmosfera o come vedremo in seguito, accumulata nel TES; l'installazione di un'unità CHP di taglia nominale superiore al picco della ATD sarebbe dunque scarsamente significativo dal punto di vista energetico.

- I consumi primari, in termini di combustibile utilizzato nella produzione separata, sintetizzati dal vettore $PEC_{sep} = (PEC_{sep,1}, PEC_{sep,2}, \dots, PEC_{sep,8760})$; un generico elemento

del vettore **PEC** indica la potenza primaria (espressa in kW) per di soddisfare i carichi energetici di un edificio tramite un sistema di “produzione separata”:

$$PEC_{sep,i} = \frac{D_{h,i}}{\eta_{boil}} + \frac{D_{e,i} + \frac{D_{c,i}}{COP_{el.ch.}}}{\eta_{power\ plant}} \quad (8.2)$$

Il tool assume come produzione separata i seguenti sistemi:

- un boiler alimentato a gas naturale, in grado di soddisfare la domanda termica D_h . Il valore di default assunto per l’efficienza del boiler è pari a 0.90
(default value $\eta_{boil}=0.90$)
- un frigorifero a compressione di vapore per soddisfare le domande frigorifere. Il valore di default del COP si osserva un valore ragionevole per refrigeratori d’acqua condensati ad aria, pari a 2.7.
(default value $COP_{el.ch.}=2.7$)
- la connessione in parallelo con la rete elettrica. L’efficienza elettrica dell’impianto “medio” per la generazione separata d’energia elettrica è posta pari a 0.46
(default value $\eta_{power\ plant}=0.46$)

Tutti i valori di default possono essere modificati dall’utente.

8.1.2 Base temporale assunta per l’ottimizzazione

Essendo l’algoritmo d’ottimizzazione rivolto ad utenze del settore civile, si presuppongono profili di domanda termica, frigorifera ed elettrica irregolari nel tempo; per tale motivo l’ottimizzazione è effettuata su base oraria. A causa del numero elevato delle variabili computazionali, dell’ordine di 10 000 - 50 000, è necessario limitare la base temporale adottata per l’ottimizzazione.

A partire dagli 8 760 valori orari di domanda termica, frigorifera ed elettrica, assunti come dati di input, viene estrapolato un set di N_h valori che rappresentano la base temporale dell’ottimizzazione. Il meccanismo di selezione deve assicurare che il numero standard di giorni/ore selezionati costituisca una base temporale rappresentativa, ossia che l’assunzione conduca a risultati generalizzabili ed estendibili (seppur con qualche approssimazione) al funzionamento del sistema CHP per tutte le 8760 ore dell’anno.

Il criterio di selezione della base temporale è stato largamente discusso da diversi autori [1], i quali suggeriscono di selezionare un intervallo ristretto fino a 5-10 giorni standard all'anno. La formulazione lineare del presente algoritmo consente invece di estendere ad un maggior numero di giorni l'anno la base temporale assunta per l'ottimizzazione, con ovvi benefici riguardo all'affidabilità dei risultati.

All'utente è consentito stabilire due set di valori, un "numero di giorni all'anno" N_d ed un "numero di ore al giorno" $N_{h/d}$; il numero totale di ore N_h risulta ovviamente dal prodotto $N_d \times N_{h/d}$.

Per chiarire il meccanismo di selezione della base temporale si riporta un esempio numerico.

Gli N_d sono stati estratti ad intervalli regolari l'uno dall'altro; ad esempio, se il valore di N_d è pari a 36, i 36 giorni vengono distribuiti durante l'anno con un intervallo regolare pari a $365/36$ (arrotondato all'intero); ovvero in tal caso i "giorni tipo" sono distanziati di 10 giorni l'uno dall'altro.

I giorni selezionati sulla base del valore $N_d=36$ saranno i seguenti: "1 Gen, 11 Gen, 21 Gen, 31 Gen, 10 Feb, ..., 27 Dic".

Continuando con l'esempio precedente, se il valore $N_{d/h}$ è assunto pari a 24 significa che per ciascun giorno standard vengono caricate tutte le 24 ore del giorno; al contrario, se $N_{h/d}$ è pari a 12, verranno estratte solamente 12 ore al giorno, con uno step di 2 ore tra "ore tipiche consecutive" estrapolate nell'arco dell'intera giornata. Le ore selezionate sulla base del valore $N_{h/d}=12$ saranno le seguenti: "00.00, 02.00, 04.00, ..., 20.00, 22.00".

La possibilità di assumere un valore $N_{h/d}=12$ consente dunque di dimezzare, secondo l'esempio sopra riportato, le risorse computazionali; ciò è conveniente soprattutto quando non è strettamente necessario seguire il profilo dei carichi su base oraria o quando, per la tipologia di domanda prevalente (condizionamento ambientali di elevati volumi, ad esempio) la variazione di domanda tra due ore consecutive risulta poco significativa.

Secondo l'esempio sopra riportato il numero totale di ore N_h risulta pari a 432.

Il meccanismo di selezione adottato non prevede la selezione differenziata di giorni festivi e giorni feriali, i quali possono rientrare a far parte dei giorni selezionati secondo un criterio casuale. Ciò è garanzia di maggiore rappresentatività: quando il valore N_d sarà sufficientemente elevato (in genere maggiore di 24), è probabile che il campionamento effettuato includa nell'anno tipo costituito sia giorni feriali che giorni festivi/non lavorativi.

In tabella 8.1 vengono presentati altri esempi, in grado di far meglio comprendere il meccanismo di selezione della base temporale.

Tabella 8.1: Esempi applicativi per la valutazione dei valori N_d e $N_{h/d}$

	N_d	$step_h (365/N_d)$	$N_{h/d}$	$step_h (24/N_{h/d})$	N_h ($N_d \times N_{h/d}$)
Es.1	36	10 <i>1 Gen, 11 Gen, 21 Gen, 31 Gen, 10 Feb, ..., 27 Dic</i>	24	1 <i>00.00, 01.00, 02.00,..., 22.00, 23.00</i>	864
Es.2	36	10 <i>1 Gen, 11 Gen, 21 Gen, 31 Gen, 10 Feb, ..., 27 Dic</i>	12	2 <i>00.00, 02.00, 04.00,..., 20.00, 22.00</i>	432
Es.3	12	30 <i>1 Gen, 31 Gen, 1 Mar, 31 Mar, 30 Apr, ...25 Nov, 25 Dic</i>	12	2 <i>00.00, 02.00, 04.00,..., 20.00, 22.00</i>	144
Es.4	12	30 <i>1 Gen, 31 Gen, 1 Mar, 31 Mar, 30 Apr, ...25 Nov, 25 Dic</i>	6	4 <i>00.00, 04.00, 08.00,..., 16.00, 20.00</i>	72

Deve essere inoltre chiarito un altro problema concettuale.

Le fasi di carico-scarico del TES possono essere influenzate dai profili di carico di due “giorni standard” consecutivi; poichè i due “giorni consecutivi standard”, non sono realmente consecutivi (nell’esempio riportato, sono l’11 ed il 21 Gennaio), si pone il problema se non venga a perdersi il significato fisico delle fasi di carico-scarico del TES. Questo limite viene trascurato, in quanto se il numero di giorni N_d fissato è sufficientemente elevato ($N_d > 24$), verranno estrapolati due o più giorni standard al mese; dal momento che i carichi termici e frigoriferi non variano significativamente nell’arco di un mese (essendo prevalentemente legati a fattori climatici), si può supporre che le ottimizzazioni eseguite per un numero di giorni per cui $N_d > 24$ offre risultati affidabili ed energeticamente significativi.

Nel capitolo finale, in cui il software verrà applicato ad un set di edifici, verrà esaminata criticamente la sensibilità dei risultati al variare dei valori N_d $N_{h/d}$.

8.1.3 I prezzi dell'energia ed i costi energetici

Come descritto nel Capitolo 2 l'AEEG , con il Decreto Legislativo n. 504/95 aggiornato dal Decreto Legislativo 2 febbraio 2007 art. 26, riconosce la defiscalizzazione del gas metano utilizzato per la cogenerazione ed in particolare riconosce l'accisa agevolata applicata al settore industriale.

La convenienza associata all'impianto poligenerativo va valutata anche riferendosi alle agevolazioni a cui tali impianti hanno diritto, sotto forma di riduzione delle accise che gravano sul consumo di gas naturale. In particolare i vantaggi nell'utilizzo della cogenerazione si manifestano dal punto di vista fiscale in tre modi:

- agevolazioni sull'imposta di consumo;
- agevolazioni sull'Addizionale Regionale;
- parametro di defiscalizzazione.

La terza tra le agevolazioni sopracitate è dunque il parametro di defiscalizzazione: una parte del gas naturale utilizzato per la produzione combinata di energia elettrica e calore non è sottoposta ad accise poiché si tratta di autoproduzione di energia elettrica, mentre è sottoposto ad accisa civile il gas utilizzato dal boiler ausiliario per soddisfare il deficit di energia termica.

Per tali motivi vengono fissati due prezzi distinti, indicati come $MP_{\text{CHP}}^{\text{fuel}}$ e $MP_{\text{fuel}}^{\text{boil}}$, che indicano rispettivamente il costo unitario del fuel per alimentare l'unità CHP e il costo del fuel per il boiler ausiliario, espressi €/m³.

Secondo la superconfigurazione presentata nel capitolo 7 e rappresentata in Fig. 7.2, l'unità CHCP è collegata in parallelo con la rete elettrica e può dunque acquistare energia elettrica dalla rete in caso di deficit oppure immettere in rete il surplus nel caso di produzione in esubero rispetto agli autoconsumi. Per quanto concerne i prezzi dell'energia elettrica, è valutata la condizione per cui gli impianti di cogenerazione possono accedere al regime di "*ritiro dedicato*"; tale regime prevede che per l'energia elettrica immessa in rete (quindi prodotta al netto degli autoconsumi in sito) il GSE riconosce al produttore, in ciascuna ora di produzione,

il prezzo di mercato riferito alla zona in cui è collocato l'impianto ovvero il "prezzo zonale orario"⁴.

Generalmente dovrebbero essere applicati prezzi di acquisto e di vendita differenti, ma sotto opportune ipotesi, il costo di acquisto può mantenersi prossimo al prezzo di vendita; per tale ragione, nella definizione del tool viene effettuata un'ulteriore semplificazione assumendo i medesimi prezzi $MP_i^e = MP_{sell}^e = MP_{buy}^e$ (tale condizione di equiparazione del prezzo dell'energia elettrica acquistata e venduta riflette in realtà lo schema finanziario del *net-metering* o scambio sul posto, altro regime tariffario in cui la poligenerazione su piccola scala può rientrare). Naturalmente sarebbe necessario applicare delle piccole modifiche al modello nel caso in cui si volesse applicare la routine d'ottimizzazione a realtà territoriali in cui il prezzo di vendita si discosta molto dal prezzo di acquisto.

Ai fini della routine d'ottimizzazione, i prezzi zionali orari dell'energia elettrica, di norma reperibili dal sito del GME⁵, devono essere disposti in colonna in un data sheet; la dimensione del vettore dei prezzi dell'energia è dunque 1×8760 (righe per colonne); non si può far altro che operare con dati storici zionali, opportunamente estrapolati sulla base di stime effettuate ad opera dell'analista.

Il meccanismo di estrazione delle ore dell'anno tipo già descritto nel paragrafo 8.1 viene applicato anche al vettore dei prezzi dell'energia, in modo che ai consumi dell'i-esima ora venga associato il prezzo corrispondente della medesima ora.

Sulla base dei prezzi di acquisto del gas naturale e dell'energia elettrica, ad ogni componente è associato un costo operativo ossia il costo associato al consumo orario di energia primaria.

Si possono dunque individuare le *i* costi d'esercizio della produzione separata:

$$Z_{e,i}^{op} = MP_i^e \times \left(De + \frac{LL_{ec.ch.,i} \times D_c^{max}}{COP_{el.chill.}} \right) \quad (8.3)$$

$$Z_{boil,i}^{op} = MP_{gas}^{fuel} \times \frac{D_h^{max} \times LL_{boil,i}}{\eta_{boil}} \quad (8.4)$$

da cui risulta:

⁴ Delibera AEEG 34/05 "Modalità di ritiro dell'energia elettrica da fonti rinnovabili, assimilabili e cogenerative" sostituito dalla Delibera AEEG 280/07.

⁵ www.GME.it

$$Z_{PEC,i}^{op} = Z_{boil,i}^{op} + Z_{e,i}^{op} \quad (8.5)$$

e le leggi dei costi d'esercizio della produzione CHCP:

nel caso in cui il motore primo è un motore alternativo vale l'equazione 8.6

$$Z_{CHP,i}^{op} = MP_{CHP}^{fuel} \times \frac{H_{lt,i}^{CHP}}{\eta_{lt}^{rec}} \pm MP_i^e \times \left(H_{lt,i}^{CHP} \times \frac{\eta_e^{rec}}{\eta_{lt}^{rec}} \right) \quad (8.6)$$

nel caso in cui il motore primo è una turbina a gas vale l'equazione 8.7

$$Z_{CHP,i}^{op} = MP_{CHP}^{fuel} \times \frac{H_{ht,i}^{CHP}}{\eta_{ht}^{rec}} \pm MP_i^e \times \left(H_{ht,i}^{CHP} \times \frac{\eta_e^{rec}}{\eta_{ht}^{rec}} \right) \quad (8.7)$$

Si può notare che nelle eqq. 8.3 ed 8.4 i costi operativi derivanti dal frigorifero tradizionale a compressione di vapore e dalla caldaia sono posti pari al prodotto del livello di carico LL_i per il valore massimo della domanda termica e frigorifera. Questa assunzione deriva dal fatto che sia negli impianti di nuova costruzione che in quelli esistenti è previsto l'esistenza di tali componenti ausiliari, sempre dimensionati sul picco della domanda, per garantire il soddisfacimento delle richieste dell'utenza anche nel caso di fuori servizio del sistema CHCP o di spegnimento per ragioni di convenienza economica o per interventi manutentivi. Il costo di acquisto di questi componenti, in entrambi i casi, è un costo che l'investitore deve comunque sostenere indipendentemente dalla scelta di installare un sistema CHCP.

8.1.4 Superstruttura del sistema CHCP

Nella modellizzazione dei sistemi CHCP è invalsa l'adozione di una superconfigurazione ridondante per la risoluzione del problema di sintesi del lay-out.

Nella routine presentata in questa tesi sono prese in analisi due superconfigurazioni:

- a) superconfigurazione in cui il motore primo è un motore alternativo;
- b) superconfigurazione in cui il motore primo è una turbina a gas.

a) Schema basato sul motore alternativo

La Fig. 8.2 mostra la superconfigurazione adottata per il sistema CHCP che include, come motore primo, un motore alternativo.

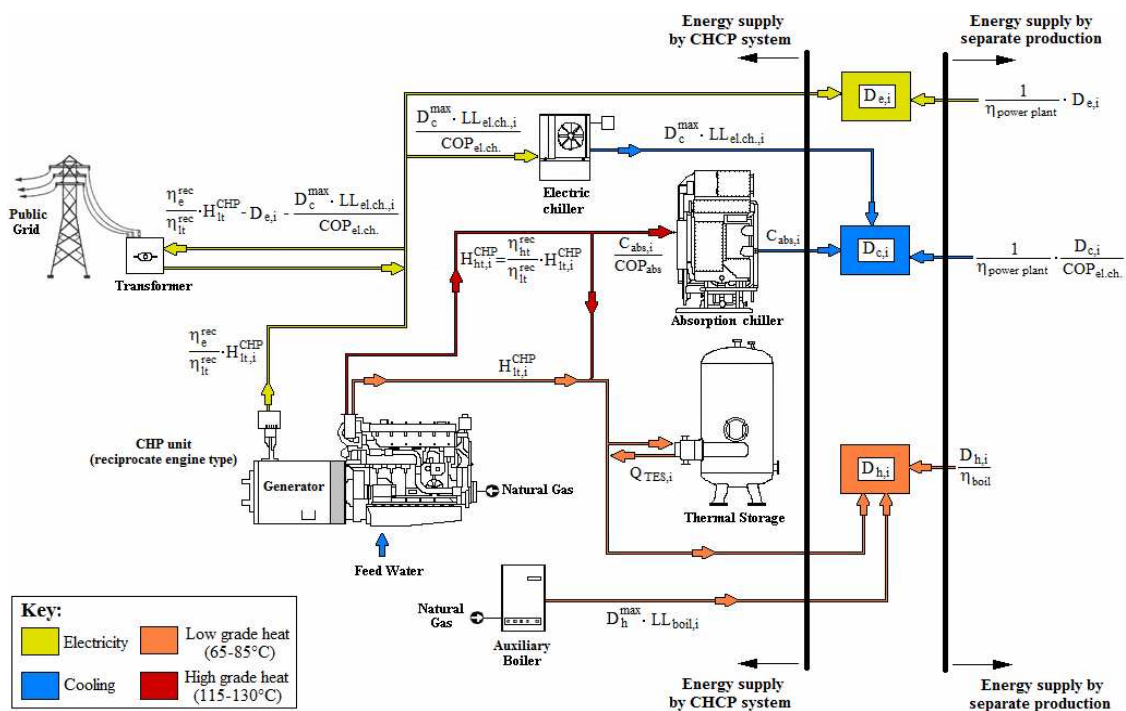


Figura 8.2: Schema basato sul motore alternativo come motore primo del sistema CHCP

Gli altri componenti costituenti l'impianto sono: un frigorifero ad assorbimento a singolo stadio alimentato ad acqua calda, un volume di accumulo termico in grado di conservare acqua a temperatura moderata (75°C), un frigorifero a compressione di vapore ed un boiler ausiliario il sistema CHCP è inoltre connesso in parallelo alla rete elettrica.

Il recupero di calore a bassa temperatura è direttamente utilizzata per soddisfare gli usi termici; il recupero ad alta temperatura è in parte utilizzato per alimentare il frigorifero ad assorbimento, mentre la restante parte di calore è degradata ad un livello di temperatura inferiore. Sul lato destro di Fig. 8.2 sono rappresentati i flussi energetici associati alla "produzione separata"; secondo quanto è riportato in Fig. 8.2, per una generica i -esima ora il consumo totale associato alla produzione separata è pari alla somma dei tre contributi dei consumi energetici nel caso di produzione "non-CHCP", per cui vale l'eq. (8.2).

Alcuni di questi contributi quale la produzione di calore in caldaia o quella di energia frigorifera tramite un sistema a compressione di vapore, compaiono anche nel caso di sistemi CHCP; qui, tuttavia, essi sono da considerarsi integrativi rispetto alla quantità di calore e di freddo prodotte, con maggiore efficienza, tramite i recuperi dell'unità cogenerativa.

b) Schema basato sulla turbina a gas

Lo schema generale per un sistema CHCP basato su turbina a gas è presentato in Fig. 8.3. La turbina a gas che opera in regime di cogenerazione consente solo il recupero del calore dai gas esausti; l'acqua surriscaldata prodotta alla temperatura di 120-130°C è usata per alimentare il frigorifero ad assorbimento, per "caricare" il volume di accumulo termico e, se degradata tramite uno "scambiatore utenza", per soddisfare gli usi termici diretti.

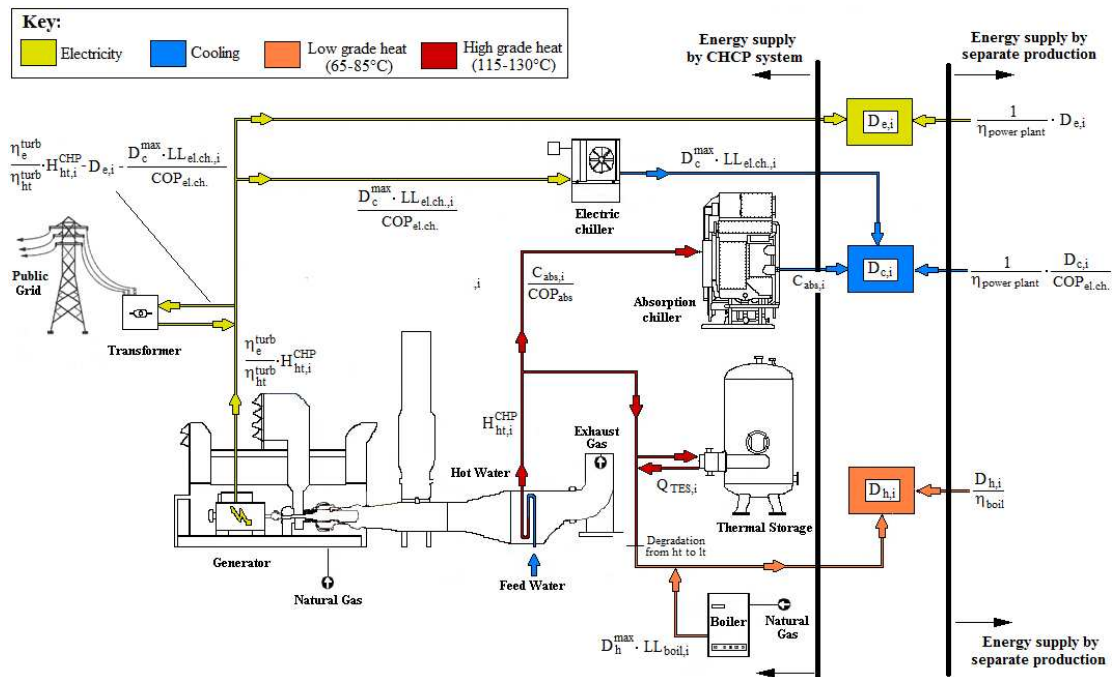


Figura 8.3: Schema basato sulla turbina a gas come motore primo del sistema CHCP

In entrambe le configurazioni d'impianto il frigorifero ad assorbimento è alimentato esclusivamente dal motore CHP e non dalla caldaia ausiliaria; infatti, un simile processo sarebbe sconveniente, dal punto di vista del consumo di energia primaria, se confrontato con la produzione del freddo tramite un qualunque frigorifero a compressione di vapore (anche assumendo per esso modesti valori di $COP_{el, ch}$).

Questo è il motivo per cui il frigorifero ad assorbimento non presenta costi di produzione essendo alimentato da un vettore energetico gratuito proveniente dall'unità CHP.

8.1.5 Il modello analitico

Il modello analitico consiste essenzialmente nella formulazione lineare della funzione obbiettivo e dei vincoli. La sintassi utilizzata per la risoluzione di un algoritmo con l'utilizzo della tecnica di risoluzione MILP è:

$$\min_{\mathbf{x}} f^T \mathbf{x} \mid \mathbf{A} \cdot \mathbf{x} \Xi \mathbf{b} \quad (8.8)$$

dove:

f rappresenta la funzione obbiettivo;

\mathbf{x} rappresenta il vettore delle variabili decisionali;

\mathbf{A} rappresenta la matrice dei coefficienti per i vincoli di disuguaglianza ed eguaglianza;

\mathbf{b} rappresenta il vettore dei termini costanti;

Ξ rappresenta il vettore degli operatori relazionali, quali " \leq " e " $=$ ".

In tabella 8.1 sono indicate le variabili che costituiscono il vettore delle incognite \mathbf{x} .

Tabella 8.1: Schema riassuntivo delle variabili costituenti il vettore \mathbf{x}

Variabili di gestione:	
$H_{lt,i}^{CHP}$	Output termico a bassa temperatura del gruppo CHP nell'i-esima ora
$H_{ht,i}^{CHP}$	Output termico ad alta temperatura del gruppo CHP nell'i-esima ora
$C_{abs,i}$	Potenza erogata dal frigorifero ad assorbimento nell'i-esima ora
$LL_{boil,i}$	Livello di carico nell'i-esima ora (variabile libera adimensionale riferita al Boiler)
$LL_{el.ch.,i}$	Livello di carico nell'i-esima ora riferita al chiller elettrico (variabile libera adimensionale)
$STOR_{,i} =$	Energia accumulata nel TES all'inizio dell'i-esima ora
$Q_{TES,i}$	Potenza termica erogata dal TES nell'i-esima ora
Variabili di sintesi:	
δ_{CHP}	Variabile binaria 0-1 riferita all'unità CHP, che sintetizza l'opzione "Incluso", "non incluso"
δ_{Abs}	Variabile binaria 0-1 riferita all'assorbitore, che sintetizza l'opzione "Incluso", "non incluso"
Variabili di progetto:	
$E_{CHP,nom}$	Potenza elettrica nominale dell'unità CHP
$C_{abs,nom}$	Potenza nominale del frigorifero ad assorbimento
V_{TES}	Volume del modulo di accumulo termico, espressa in m^3

Come si può notare dalla tabella 8.1 le variabili di gestione relative alla potenza termica recuperata nell'*i*-esima ora dal gruppo CHCP è differente se riferita al motore alternativo o se riferita alla turbina a gas; poiché infatti nel caso di turbina a gas non si ha recupero a bassa temperatura, le variabili di “gestione” utilizzate sono $H_{lt,i}^{CHP}$ e $H_{ht,i}^{CHP}$, rispettivamente per il caso di motore alternativo e per il caso turbina a gas.

L'algoritmo proposto prevede due diverse formulazioni della funzione obiettivo e dei vincoli imposti, che consentono di trovare i valori di \mathbf{x} per entrambe le configurazioni.

Il modello matematico è stato sviluppato in ambiente MatLab ed implementato grazie all'utilizzo del software LINDO 6.0, il quale ha consentito l'inserimento delle variabili binarie δ_{CHP} e δ_{Abs} e l'utilizzo di routine d'ottimizzazione più efficienti.

La funzione obiettivo

L'algoritmo di ottimizzazione è *profit oriented*; per tale motivo la funzione obiettivo è riferita all'indicatore più rappresentativo per una gestione dell'impianto orientata ad un ritorno economico: si massimizza il Valore Attuale Netto (Net Present Value NPV), che viene minimizzato.

Il NPV rappresenta la somma tra i flussi di cassa del periodo di vita utile dell'impianto attualizzati all'anno n (ovvero il valore attuale dei costi connessi alla produzione combinata) e l'investimento capitale all'anno zero. La massimizzazione dell'NPV conduce alle medesime soluzioni a cui condurrebbe l'NPV differenziale, calcolato come differenza tra la somma attualizzata dei risparmi conseguiti dall'impianto CHCP (rispetto alla produzione separata) ed il maggior investimento sostenuti per l'impianto CHCP.

Riformulando la generica espressione del NPV riportata nell'equazione 5.4 del paragrafo 5.4.3 si ha:

$$NPV = \left[-I + \sum_{i=1}^n (Z_{CHP,i}^{op} - Z_{PEC,i}^{op}) \times \beta \times \frac{P}{A} (int, n_{life}) \right] \quad (8.9)$$

dove:

- $I = Z_{CHP}^{rec} + Z_{abs} + Z_{TES}$ è Capitale investito all'anno 1 espresso in €;

- $(Z_{CHP,i}^{op} - Z_{PEC,i}^{op})$ rappresenta il risparmio annuo, espresso in €; ovvero la differenza tra i costi operativi dell'impianto CHP (vedi eq. 8.5) ed i costi operativi della produzione separata (vedi eq. 8.7)
- $\frac{P}{A}(int, n_{life}) = \frac{(1+int)^{n_{life}} - 1}{int \cdot (1+int)^{n_{life}}}$ è il fattore di attualizzazione di una serie di flussi di cassa

uguali (in moneta costante) per il periodo di vita utile dell'impianto n_{life} , sulla base di un tasso di interesse percentuale int ;

Vengono assunti come valori default $int=5\%$, $n_{life}=15$ anni

- β è il fattore che estende a tutto l'anno i costi operativi e vale $\frac{8760}{N_d \times N_{h/d}}$

Scrivendo in forma esplicita l'eq. 8.9, nel caso della configurazione col motore alternativo si ha:

$$NPV_{SBO}^{rec} = P/A(i^*, n_{life}) \cdot \beta \cdot \sum_{i=1}^{N_d N_{h/d}} \left\{ MP_{CHP}^{fuel} \cdot \frac{H_{ht,i}^{CHP}}{\eta_{ht}^{rec}} + MP_{boil}^{fuel} \cdot \frac{LL_{boil,i} \cdot D_h^{max}}{\eta_{boil}} - MP_i^e \cdot \left[H_{ht,i}^{CHP} \cdot \frac{\eta_e^{rec}}{\eta_{ht}^{rec}} - \frac{LL_{el, ch, i} D_c^{max}}{COP_{el, ch.}} - D_{e,i} \right] \right\} +$$

$$+ a_{CHP}^{rec} E_{CHP, nom} + b_{CHP}^{rec} \delta_{CHP} + a_{abs} C_{abs, nom} + b_{abs} \delta_{abs} + a_{TES} V_{TES} + b_{TES}$$

(8.10.a)

dove:

$$a_{CHP}^{rec} = 734.93 \text{ €/kW} \quad b_{CHP}^{rec} = 142475 \text{ €} \quad \eta_e^{rec} = 0.32 \quad \eta_{ht}^{rec} = 0.17 \quad e \quad \eta_{lt}^{rec} = 0.26.$$

Come si può notare dall'eq. 8.10.a la funzione obiettivo è (-NPV); questa formulazione è stata dettata dall'utilizzo dell'*open source* di MatLab, che effettua solo minimizzazioni della funzione obiettivo.

Il modello, come detto precedentemente, include anche una espressione duale NPV^{turb} in cui le variabili e le efficienze riferite al motore primo sono relative alla turbina a gas (eq. 8.10.b) ed il contributo al costo d'investimento I è Z_{CHP}^{turb} (vedi eq. 8.13):

$$- NPV_{SBO}^{turb} = P/A(i^*, n_{life}) \cdot \beta \cdot \sum_{i=1}^{N_d N_{h/d}} \left\{ MP_{CHP}^{fuel} \cdot \frac{H_{ht,i}^{CHP}}{\eta_{ht}^{turb}} + MP_{boil}^{fuel} \cdot \frac{LL_{boil,i} \cdot D_h^{max}}{\eta_{boil}} - MP_i^e \cdot \left[H_{ht,i}^{CHP} \cdot \frac{\eta_e^{turb}}{\eta_{ht}^{turb}} - \frac{LL_{el, ch, i} D_c^{max}}{COP_{el, ch.}} - D_{e,i} \right] \right\} +$$

$$+ a_{CHP}^{turb} E_{CHP, nom} + b_{CHP}^{turb} \delta_{CHP} + a_{abs} C_{abs, nom} + b_{abs} \delta_{abs} + a_{TES} V_{TES} + b_{TES}$$

(8.10 b)

dove:

$$a_{CHP}^{turb} = 623.09 \text{ €/kW} \quad b_{CHP}^{turb} = 93877 \text{ €} \quad \eta_e^{turb} = 0.29 \quad e \quad \eta_{ht}^{turb} = 0.48$$

Formulazione dei vincoli

La formulazione dei vincoli è duplice; verranno indicate con i pedici “rec” e “turb” rispettivamente le equazioni riferite alle configurazioni con motore alternativo e con turbina a gas; nel caso in cui la formulazione dei vincoli rimane invariata per le due configurazioni, non verrà fatta alcuna distinzione nei pedici dell’equazione.

Soddisfacimento dei carichi:

$$C_{abs,i} + LL_{el, ch,i} D_c^{max} = D_{c,i} \quad \text{per } i = 1 \dots N_d N_{h/d} \quad (8.11)$$

$$H_{lt,i}^{CHP} \cdot \left(1 + \frac{\eta_{ht}^{rec}}{\eta_{lt}^{rec}} \right) - \frac{C_{abs,i}}{COP_{abs}} + LL_{boil,i} D_c^{max} + Q_{TES,i} \geq D_{h,i} \quad \text{per } i = 1 \dots N_d N_{h/d} \quad (8.12_{rec})$$

$$H_{ht,i}^{CHP} - \frac{C_{abs,i}}{COP_{abs}} + LL_{boil,i} D_c^{max} + Q_{TES,i} \geq D_{h,i} \quad \text{per } i = 1 \dots N_d N_{h/d} \quad (8.12_{turb})$$

$$\frac{\eta_{ht}^{rec}}{\eta_{lt}^{rec}} H_{lt,i}^{CHP} - \frac{C_{abs,i}}{COP_{abs}} \geq 0 \quad \text{per } i = 1 \dots N_d N_{h/d} \quad (8.13_{rec})$$

$$H_{ht,i}^{CHP} - \frac{C_{abs,i}}{COP_{abs}} \geq 0 \quad \text{per } i = 1 \dots N_d N_{h/d} \quad (8.13_{turb})$$

Mentre la produzione di energia frigorifera non è in alcun modo redditizia, può essere conveniente, ad esempio nelle ore di punta, far lavorare l’unità CHP a pieno carico e produrre un surplus di energia elettrica da poter immettere sulla rete; il surplus termico non verrà recuperato e sarà quindi scaricato in atmosfera per mezzo di un radiatore di soccorso.

Quest’ultima affermazione potrebbe far pensare che il motore CHP possa non essere sempre riconosciuto come “high efficiency CHP” in virtù della ridotta efficienza termica; ciò tuttavia non può accadere grazie all’inserimento del vincolo PES che verrà illustrato successivamente.

Come si può notare dall’eq. 8.12_{rec}, nella configurazione col motore alternativo solo la frazione di calore di recupero ad alta temperatura è in grado di alimentare il frigorifero ad assorbimento; un tale vincolo ovviamente non sussiste per la turbina a gas in cui tutto il calore è recuperato ad alta temperatura.

Limiti di produzione:

$$\frac{\eta_e^{rec}}{\eta_{lt}^{rec}} H_{lt,i}^{CHP} \leq E_{CHP,nom} \quad \text{per } i = 1 \dots N_d N_{h/d} \quad (8.14_{rec})$$

$$\frac{\eta_{\text{e}}^{\text{turb}}}{\eta_{\text{ht}}^{\text{turb}}} H_{\text{ht},i}^{\text{CHP}} \leq E_{\text{CHP,nom}} \quad \text{per } i = 1 \dots N_d N_{h/d} \quad (8.14_{\text{turb}})$$

$$C_{\text{abs},i} \leq C_{\text{abs,nom}} \quad \text{per } i = 1 \dots N_d N_{h/d} \quad (8.15)$$

$$\frac{\text{STOR}_{\text{TES},i}}{\rho_w c_p (T_{\text{delivery}} - T_{\text{return}})} \leq V_{\text{TES}} \quad \text{per } i = 1 \dots N_d N_{h/d} \quad (8.16)$$

Le equazioni 8.14_{rec\|turb} e 8.15 limitano rispettivamente la produzione oraria dell'unità CHP e del frigorifero ad assorbimento alla massima capacità di questi componenti.

L'equazione 8.16 limita invece l'energia immagazzinata, STOR_{TES} , alla massima quantità d'energia V immagazzinabile per un dato volume V_{TES} , note che siano le temperature di mandata e di ritorno dell'acqua calda.

Bilancio del volume di accumulo termico:

$$\text{STOR}_{\text{TES},i+1} = \text{STOR}_{\text{TES},i} \cdot \left(1 - \frac{\Delta H_{\%}}{100}\right) - Q_{\text{TES},i} \quad \text{per } i = 1 \dots N_d N_{h/d} \quad (8.17)$$

$$\text{STOR}_{\text{TES},1} = 0 \quad \text{STOR}_{\text{TES},N_d N_{h/d}} = Q_{\text{TES},N_d N_{h/d}} \quad (8.18 \text{ a, b})$$

L'espressione 8.17 esprime il rapporto tra l'energia termica contenuta nel volume d'accumulo negli istanti iniziali e finali dell' i -esima ora in due ore consecutive e l'energia termica accumulata/scaricata nella stessa ora; $\Delta H_{\%}$ rappresenta il fattore di perdita orario, in percentuale. L'equazione 8.18.a impone che il TES sia “scarico” alla prima ora dell'anno standard, se, infatti, non fosse stata inserita tale espressione, la routine d'ottimizzazione avrebbe trovato convergenza verso valori irragionevolmente grandi di V_{TES} , tendendo ad assumere immagazzinata la maggior quantità possibile di “calore gratuito” nell'istante iniziale dell'anno tipo, da sfruttare nelle ore successive.

L'espressione 8.18.b impone simultaneamente che l'ultima ora dell'anno il TES si scarichi del tutto.

Congruenza tra le variabili di gestione e di progetto

$$E_{\text{CHP,nom}} \leq \kappa_c \cdot \delta_{\text{CHP}} \quad C_{\text{abs,nom}} \leq \kappa_c \cdot \delta_{\text{abs}} \quad (8.19 \text{ a, b})$$

Le equazioni 8.19.a, e 8.19.b forzano a zero la taglia dell'unità CHP e dell'assorbitore, e di conseguenza le rispettive capacità produttive (si vedano le equazioni 8.14_{rec}, 8.14_{turb} e 8.15) quando questi componenti non sono installati (ossia quando il valore di $\delta_{\text{CHP}} = 0$ e $\delta_{\text{abs}} = 0$).

Nelle espressioni 8.19.a,b alla costante di congruenza κ_c è assegnato un valore sufficientemente alto (dell'ordine di 10^5 , se $E_{\text{CHP,nom}}$ e $C_{\text{abs,nom}}$ sono espressi in kW) in modo da garantire che questi vincoli non siano limitativi quando $\delta = 1$.

Vincolo “Primary Energy Saving”

Quando la routine viene applicata ad un caso studio, il “lay-out” e la strategia operativa del sistema CHCP devono consentire il rispetto della normativa vigente per quanto riguarda i criteri di riconoscimento della “poligenerazione ad alta efficienza”.

A livello comunitario, la direttiva 2004/8/CE ha fornito l'espressione analitica che gli impianti di poligenerazione devono rispettare per essere valutati come “*high efficiency*”.

Sulla base del documento “Annex III” della direttiva sopra menzionata, la routine impone che l'impianto in assetto cogenerativo raggiunga un *Primary Energy Saving* minimo pari al 10% dei consumi associati alla “produzione separata” e richiesti per soddisfare la medesima richiesta energetica.

Le espressioni 8.20_{rec} e 8.20_{turb} esplicitano tale vincolo

$$\frac{\sum_{i=1}^{N_d N_{h/d}} \left[\text{PEC}_{\text{sep},i} - \left(\frac{H_{\text{lt},i}^{\text{CHP}}}{\eta_{\text{lt}}^{\text{rec}}} + \frac{LL_{\text{boil},i} D_h^{\text{max}}}{\eta_{\text{boil}}} + \frac{D_{e,i} - \frac{LL_{\text{el.ch},i} D_c^{\text{max}}}{\text{COP}_{\text{el.ch.}}} - \frac{\eta_e^{\text{rec}}}{\eta_{\text{lt}}^{\text{rec}}} H_{\text{lt},i}^{\text{CHP}} \right) \right]}{\sum_{i=1}^{N_d N_{h/d}} \text{PEC}_{\text{sep},i}} \geq 0.1 \quad (8.20_{\text{rec}})$$

$$\frac{\sum_{i=1}^{N_d N_{h/d}} \left[\text{PEC}_{\text{sep},i} - \left(\frac{H_{\text{ht},i}^{\text{CHP}}}{\eta_{\text{ht}}^{\text{turb}}} + \frac{LL_{\text{boil},i} D_h^{\text{max}}}{\eta_{\text{boil}}} + \frac{D_{e,i} - \frac{LL_{\text{el.ch},i} D_c^{\text{max}}}{\text{COP}_{\text{el.ch.}}} - \frac{\eta_e^{\text{turb}}}{\eta_{\text{ht}}^{\text{turb}}} H_{\text{ht},i}^{\text{CHP}} \right) \right]}{\sum_{i=1}^{N_d N_{h/d}} \text{PEC}_{\text{sep},i}} \geq 0.1 \quad (8.20_{\text{turb}})$$

Nell'eqq. 8.20_{rec} e 8.20_{turb} $\sum_{i=1}^{N_d N_{h/d}} \text{PEC}_{\text{sep},i}$ rappresenta la somma, su base oraria, dei consumi di energia primaria associati alla “produzione separata” della medesima quantità dei vettori energetici richiesti.

Vettori e matrice dei coefficienti:

I vincoli presentati precedentemente sono stati espressi in forma matriciale secondo l'eq. 8.8.

In Fig. 8.4 vengono presentate la matrice **A** dei coefficienti, il vettore **x** delle variabili decisionali, il vettore dei termici costanti **b** e l'operatore relazionale **Ξ**, per la configurazione basata sul motore alternativo

Il numero delle variabili decisionali è pari a $6 N_d N_{h/d} + 5$, mentre il numero dei vincoli è $5 N_d N_{h/d} + 5$.

Per la configurazione basata sulla turbina a gas la matrice **A** ed il vettore delle incognite **x** sono ovviamente modificate; per i vettori riga della matrice **A** verranno inseriti i coefficienti delle medesime equazioni riferite alla configurazione con la turbina a gas (generiche eq.8.X_{turb}).

Figura 8.4 – Rappresentazione del modello matriciale assunto. Sono indicate: la matrice A dei coefficienti, il vettore x delle variabili decisionali, il vettore dei termici costanti b e l'operatore relazionale Ξ .

8.1.6 Le soluzioni della Single Building Optimization (SBO)

Come detto precedentemente, il software si compone di due routine: una per la configurazione basata sul motore alternativo ed una per la configurazione basata sulla turbina a gas.

Per un generico edificio che si vuole analizzare vengono applicate in successione entrambe le routine di ottimizzazione e sono valutati i relativi valori della funzione obbiettivo NPV_{SBO}^{rec} (eq. 8.10.a) e NPV_{SBO}^{turb} (eq. 8.10.b).

Poiché la funzione obbiettivo rappresenta la minimizzazione dei costi sostenuti per l'installazione e la gestione dell'impianto CHCP, se $NPV_{SBO}^{rec} < NPV_{SBO}^{turb}$ allora la configurazione ottimale sarà quella basata sul motore alternativo mentre in caso contrario la configurazione ottimale sarà quella basata sulla turbina a gas.

I risultati dell'ottimizzazione indicheranno:

- il tipo di motore selezionato: turbina a gas o motore alternativo;
- il valore della funzione obbiettivo: NPV_{SBO}^{rec} e NPV_{SBO}^{turb} ;
- i componenti inseriti nel lay-out d'impianto: δ_{CHP} e δ_{Abs} ;
- i valori delle taglie (o dimensioni, per il volume d'accumulo termico) nominali dei componenti: $E_{CHP,nom}$, $C_{abs,nom}$ e V_{TES} ;
- il valore del PES conseguito;
- il valore orario delle variabili di gestione: $H_{lt,i}^{CHP}$, $H_{ht,i}^{CHP}$, C_{abs} , $LL_{boil,i}$, $LL_{el.ch.,i}$, $STOR_i$, $Q_{TES,i}$ per $i = 1 \dots N_d N_{h/d}$;

8.1.7 L'interfaccia grafica

In questa sezione viene descritta l'interfaccia grafica utilizzata per l'introduzione dei valori di input, indicando la successione degli step che l'utente deve eseguire.

- 1) L'utente carica il file Excel contenente i valori dei carichi termici, frigoriferi ed elettrici dell'edificio (8760 valori disposti su tre colonne). Allo stesso modo si effettua l'upload dei prezzi dell'energia elettrica. Come si può vedere dalla Fig. 8.5, nelle caselle dove sono visualizzati i carichi (termici in rosso, frigoriferi in viola ed elettrici in blu) ed i prezzi dell'energia elettrica l'utente può controllare la consistenza dei dati caricati. Il numero di ore $N_d \times N_{h/d}$ indicato sull'asse delle

ascisse è pari al numero di ore estrapolate per la rappresentazione dell'anno tipo (in figura sono 144 ore)

- 2) Nella finestra “Optimization parameters” l'utente inserisce il numero di giorni (N_d) ed il numero di ore al giorno ($N_{h/d}$) adottati per l'ottimizzazione, il numero di anni della vita utile attesa n_{life} ed il valore del tasso d'interesse int utilizzato ai fini del deprezzamento, il valore del ΔT desiderato, il valore PES imposto dalla normativa, il prezzo del gas per l'alimentazione dell'unità CHP (MP_{CHP}^{fuel}) ed il prezzo del gas naturale (MP_{boil}^{fuel}) per l'alimentazione del boiler ausiliario.
- 3) Nella casella “CHP data” l'utente inserisce i valori “di catalogo” di entrambe le tipologie di motori primi (motore alternativo e turbina a gas). Nella casella “Back-up generation” l'utente inserisce infine i valori delle efficienze rispettivamente del boiler, del frigorifero a compressione di vapore e della centrale elettrica “media” da utilizzare come riferimento per la produzione separata di energia elettrica.

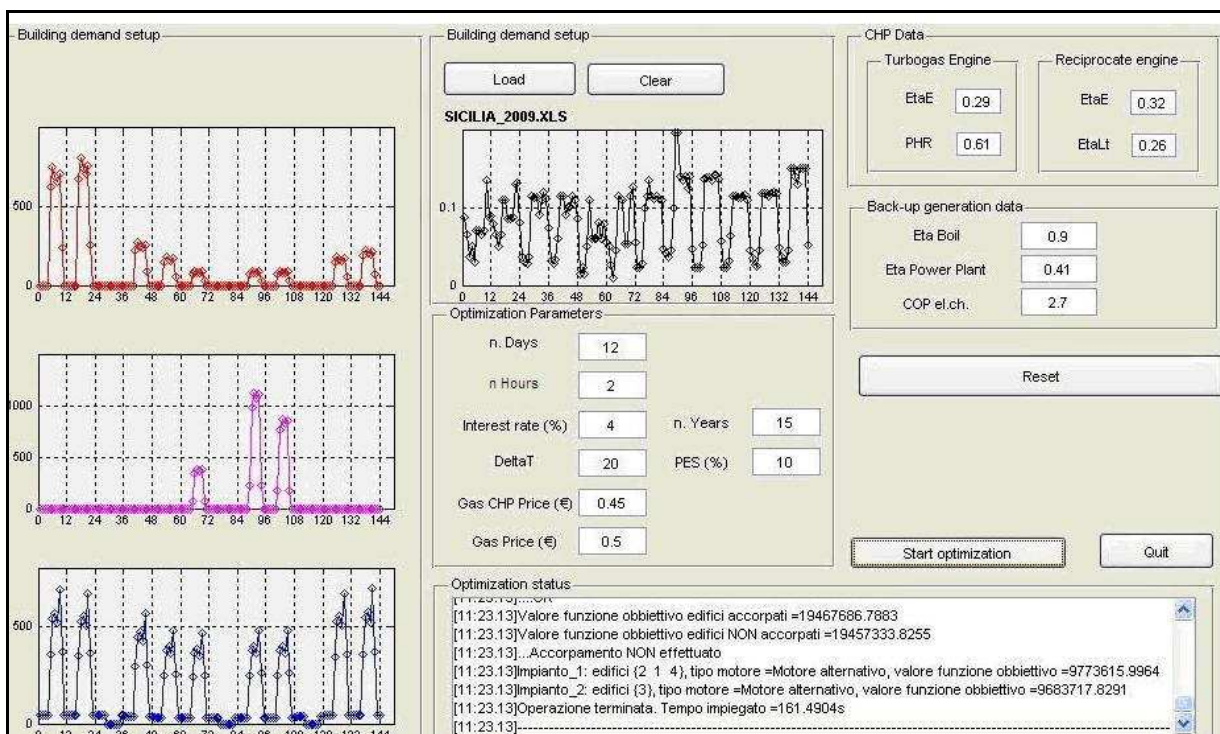


Figura 8.5 – Rappresentazione dell'interfaccia grafica per i valori in input

I risultati sono restituiti in formato Excel, dove riportano in forma tabellare il valore orario delle variabili di gestione; essi sono altresì resi disponibili in forma grafica.

In Fig. 8.6 è rappresentata l'interfaccia grafica che presenta i risultati di output di una generica simulazione.

La casella cerchiata in verde identifica la configurazione ottimale, e suggerisce il tipo di motore selezionato, il valore della funzione obiettivo, i valori delle taglie nominali dei componenti ed il valore del PES conseguito (sempre sufficiente affinché il sistema CHCP sia riconosciuto come “high-efficiency cogeneration”).

Spuntando le opportune caselle in basso, l’utente può visualizzare i risultati (già salvati nel formato Excel) in forma grafica.

The screenshot shows a window titled 'guiresults' with the following content:

Optimization Results	
Turbogas Engine	Reciprocate engine
NPV (€) 10241391.7458	NPV (€) 10300248.4413
CHP size (kW _e) 895.1056	CHP size (kW _e) 932.6419
ABS size (kW _c) 0	ABS size (kW _c) 0
TES size (m ³) 54.2595	TES size (m ³) 58.123
PES% 10%	PES% 12.3179%

Suggested mover

Optimization results

- ☐ Show Dh, HChp, QTes, HBoil
- ☐ Show Dc, CAbs, CEIch
- ☐ Show PES, StoreTes
- ☐ Show SS, TSS
- ☐ Show Power exchange with Public Grid

Show from day: 1

Show to day: 20

Show Results

Close

Figura 8.6: Rappresentazione dell’interfaccia grafica per i risultati in output

8.2 LA MULTI-BUILDING OPTIMIZATION (MBO)

L’algoritmo descritto in questo paragrafo è orientato all’ottimizzazione di sintesi, progetto e gestione di una μ -grid energetica alimentati da tecnologia CHCP che includono nella configurazione più generale un modulo di accumulo termico. Per quanto concerne la Multi Building Optimization (MBO) si fa riferimento ad un differente schema concettuale: un insieme di edifici situati ad una distanza massima pari a 1,5 Km eventualmente collegati tra loro tramite una rete di distribuzione dei flussi d’acqua calda o surriscaldata, in grado di soddisfare i carichi termici, elettrici e frigoriferi.

L’ottimizzazione di una μ grid energetica si è tradotta nella scelta di soluzioni progettuali e gestionali per un insieme di sistemi CHCP collegati in parallelo con la rete elettrica e interconnessi tra loro tramite una rete di distribuzione del fluido termovettore (acqua calda

o surriscaldata) in grado di soddisfare la somma dei consumi dei singoli edifici del cluster esaminato.

Le soluzioni possibili della MBO includono un numero molto elevato di variabili decisionali, quali: il numero, l'ubicazione e il lay-out interno di diversi sistemi CHCP, il design ottimale (in termini di teglie dei componenti) per ciascuno di essi ed il dimensionamento di ogni singolo ramo della rete di distribuzione del calore, tenendo in considerazione la perdita di carico nella rete stessa ed i conseguenti costi di pompaggio associati all'esercizio della rete.

Il modello analitico della MBO consiste in una versione ampliata del modello SBO precedentemente descritto.

I dati di input devono definire completamente la μ grid. Innanzitutto bisogna definire la dislocazione geometrica di ciascun edificio n ($1 < n < N_{\text{build}}$) all'interno della mappa topografica del sito; l'intero cluster di edifici viene rappresentato su un piano cartesiano X-Y che assegna le coordinate (0,0) al primo edificio caricato, mentre per tutti gli edifici successivi al primo bisogna indicare le coordinate X-Y riferite appunto al sistema cartesiano in esame.

La MBO rappresenta una semplice estensione della routine SBO; una volta caricati i dati di input per un generico numero n di edifici, la routine consente di ottimizzare le variabili di sintesi, progetto e gestione per un'unità CHCP centralizzate a servizio degli n edifici.

In una seconda fase, sulla base dei risultati ottenuti dalla MBO, un processo di aggregazione consente di riorganizzare gli n edifici in sottogruppi per mezzo di un metodo iterativo.

8.2.1 Superstruttura della CHCP-based μ grid.

Configurazione basata sul motore alternativo

In Fig. 8.7 è rappresentata la superconfigurazione di riferimento; essa mostra come la produzione di un unico impianto CHCP possa soddisfare le richieste energetiche degli altri $n-1$ edifici del cluster.

L'edificio che presenta il valore più alto della domanda termica e frigorifera annua

$\sum_{i=1}^{N_d N_{\text{bid}}} (D_{h,i} + D_{c,i})$ viene inizialmente indicato come "Building*"; in sua prossimità sarà installata l'unità CHP, e pertanto tale edificio sarà considerato "attivo" dal punto di vista della poligenerazione, e quindi denominato "*active building*".

Si suppone che l'unità CHCP centralizzata sia installata nell'edificio Building* in modo da minimizzare il costo annuo associato alla distribuzione dell'acqua calda. La configurazione dell'impianto CHCP rimane uguale a quella presentata in Fig. 8.2 per la SBO basata sul motore alternativo.

Nei restanti n-1 edifici sono installati solo i componenti convenzionalmente utilizzati per la produzione separata; questi edifici vengono quindi considerati come unità non attive per la poligenerazione, ed indicati come “non-active buildings”.

L'acqua calda proveniente dall'unità CHP, ad una temperatura di 75-80°C, può essere accumulata in un volume di accumulo termico o distribuita alle unità non attive a mezzo della rete di distribuzione a bassa pressione (400-600 kPa); a causa delle basse temperature del fluido termovettore distribuito le unità “non attive” non prevedono l'installazione di un frigorifero ad assorbimento.

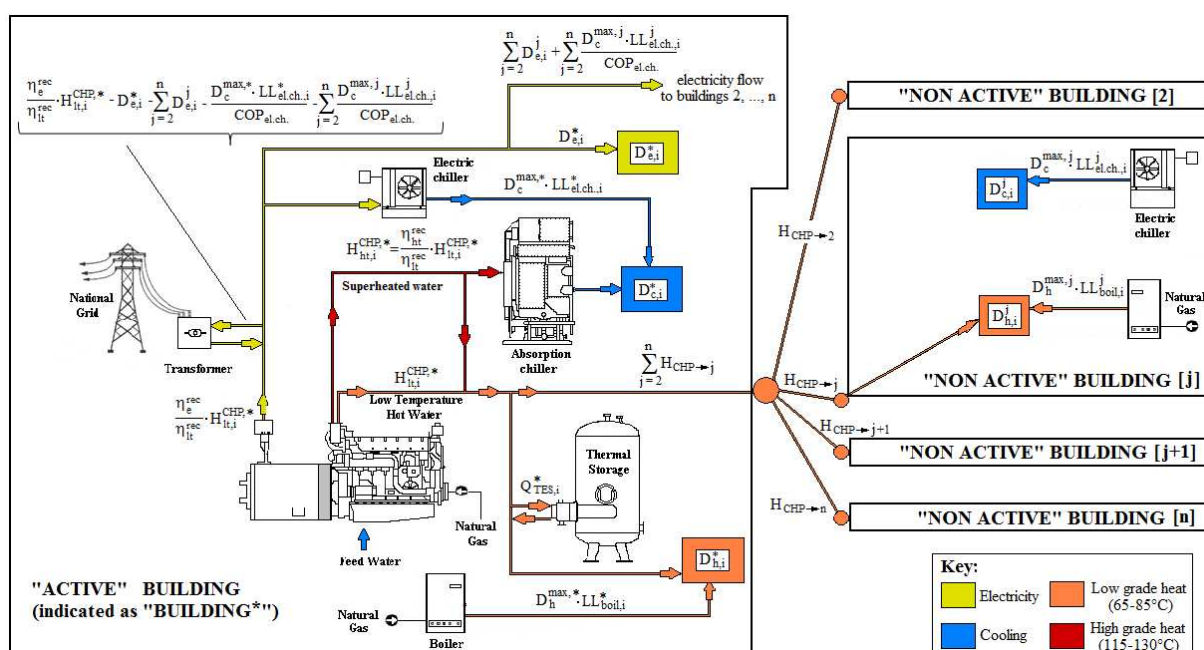


Figura 8.7: Superconfigurazione della μ-grid, alimentata da un motore alternativo, alla base della MBO

Configurazione basata sulla turbina a gas

In Fig. 8.8 è rappresentata la superstruttura della μgrid energetica alimentata da sistema CHCP basato sull'unità cogenerativa del tipo “turbina a gas”.

Anche in questo caso l'edificio dai consumi termici più alti viene indicato con “Building*”. La configurazione dell'impianto CHCP che alimenta l'edificio “Building*” rimane uguale a quella presentata in Fig. 8.3 per la SBO basata sulla turbina a gas.

Negli edifici non attivi si assume installato, oltre alla caldaia ausiliaria ed ad un frigorifero elettrico (come nel caso della superconfigurazione CHCP basata sul motore alternativo), anche un frigorifero ad assorbimento.

La turbina a gas, infatti, consente di recuperare solo calore ad alta temperatura; l'acqua surriscaldata ad una temperatura di 120-130°C e ad una pressione di 1.4 MPa proveniente dall'unità CHCP giunge all'unità non attiva a mezzo di rete di distribuzione, garantendo l'alimentazione dell'assorbitore in modo efficiente.

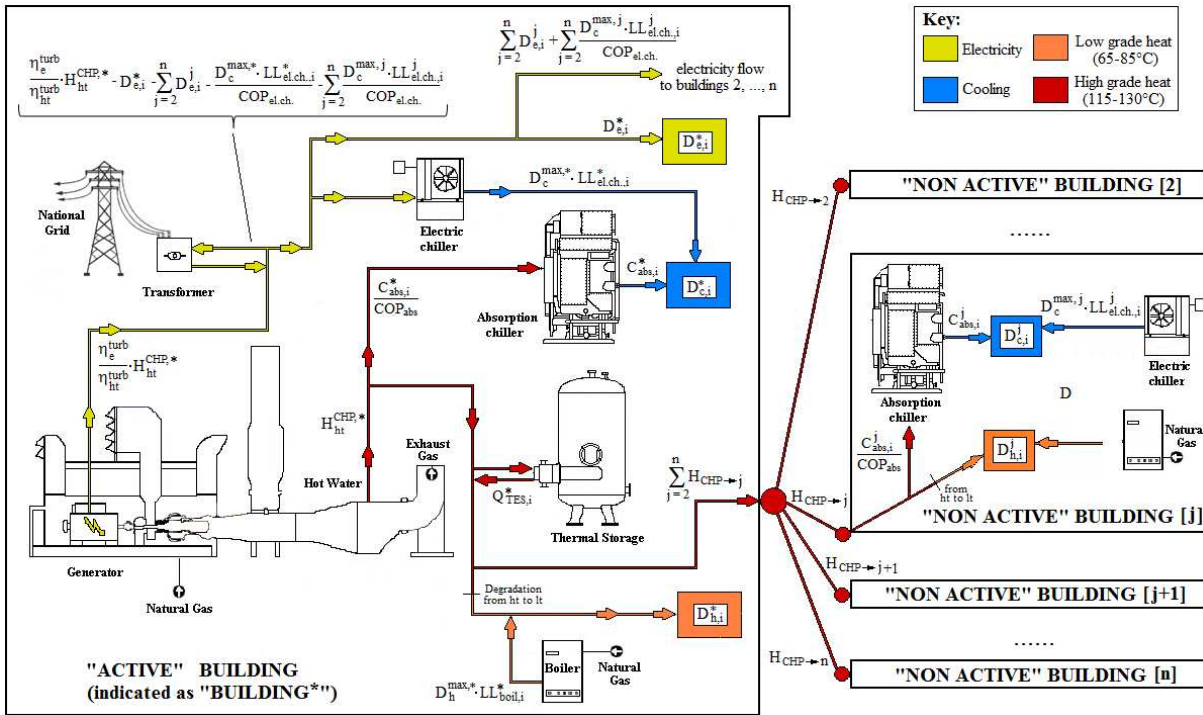


Figura 8.8: Superconfigurazione della μ -grid, alimentata da una turbina a gas, alla base della MBO

8.2.2 Il modello analitico

Una volta definita la geometria della μ -grid, forniti gli input energetici (ossia i dati orari sulle domande termica elettrica e frigorifera) per ognuno degli n edifici ed i prezzi dell'energia, come definite nel paragrafo 8.1.3, la routine è in grado di effettuare l'ottimizzazione del sistema.

L'ottimizzazione è sempre basata sulla minimizzazione della funzione obiettivo (-NPV), e mantiene la sintassi utilizzata per la SBO (equazione 8.10); in questo caso il vettore delle incognite \mathbf{x} , la matrice \mathbf{A} vengono modificate tenendo conto degli n edifici.

La funzione obiettivo

Anche per la MBO verranno formulate le espressioni sia per il motore alternativo che per la turbina a gas, quando la formulazione delle espressioni è duplice le rispettive equazioni verranno indicate con i pedici *rec* e *turb*, rispettivamente, così come si è fatto per la SBO. Per la μ -grid basata su motore alternativo, l'espressione del Net Present Value è la seguente:

$$\begin{aligned} NPV_{MBO}^{rec} = & P/A(i^*, n) \cdot \beta \cdot \left\{ \sum_{i=1}^{N_d N_{hd}} \left[MP_{CHP}^{fuel} \cdot \frac{H_{lt,i}^{CHP,*}}{\eta_{lt}^{rec}} + MP_{boil}^{fuel} \cdot \left(\frac{LL_{boil,i}^* \cdot D_h^{max,*}}{\eta_{boil}} + \sum_{j=2}^n \frac{LL_{boil,i}^j \cdot D_h^{max,j}}{\eta_{boil}} \right) \right] + \right. \\ & + MP_i^e \cdot \left[H_{lt,i}^{CHP,*} \cdot \frac{\eta_e^{rec}}{\eta_{lt}^{rec}} - \frac{LL_{el,ch,i}^* D_c^{max,*}}{COP_{el,ch}} - \sum_{j=2}^n \frac{LL_{el,ch,i}^j D_c^{max,j}}{COP_{el,ch}} - D_{e,i}^* - \sum_{j=2}^n D_{e,i}^j - \sum_{j=2}^n \left(\frac{\Delta p_{unit} \cdot l_{branch,* \rightarrow j}}{\eta_{pump}} \cdot \frac{H_{CHP \rightarrow j,i}}{10^3 \cdot c_{p,water} \cdot \Delta T_{water}} \right) \right] \Bigg\} + \\ & + a_{CHP}^{rec} E_{CHP,nom}^* + b_{CHP}^{rec} \delta_{CHP,nom}^* + a_{abs} C_{abs,nom}^* + b_{abs} \delta_{abs,nom}^* + a_{TES} V_{TES} + b_{TES} + \sum_{j=2}^n l_{branch,* \rightarrow j} \cdot z_{branch}^{unidd} \cdot (0.0365 D_h^{max,j} + 57.6) \end{aligned} \quad (8.21_{rec})$$

Due nuovi termini sono inseriti; il primo termine,

$$\sum_{j=2}^n \left(\frac{\Delta p_{unit} \cdot l_{branch,* \rightarrow j}}{\eta_{pump}} \cdot \frac{H_{CHP \rightarrow j,i}}{10^3 \cdot c_{p,water} \cdot \Delta T_{water}} \right)$$

tiene conto dei costi sostenuti per la

distribuzione della potenza termica $H_{CHP \rightarrow j,i}$ dall'edificio attivo "Building*" verso il j-esimo edificio non attivo. Questo termine, ovviamente, tiene conto della caduta di pressione specifica Δp_{unit} che è stata assunta pari a 150 Pa/m.

Il secondo termine, $\sum_{j=2}^n l_{branch,* \rightarrow j} \cdot z_{branch}^{unidd} \cdot (0.0365 D_h^{max,j} + 57.6)$, tiene conto del costo di

acquisto ed installazione della rete di distribuzione e dipende dalla lunghezza della rete, dalla potenza termica nominale (ossia massima) distribuita nel ramo che collega "Building*" con il j-esimo edificio e dal costo unitario per unità di lunghezza e per unità di diametro. Ovviamente si suppone che la rete sia dimensionata in modo da trasferire al j-esimo edificio "non-active" il picco della potenza necessaria per soddisfare l'utenza.

In modo del tutto analogo viene presentata la funzione obiettivo per lo schema CHCP basato sulla turbina a gas (eq. 8.21_{turb}):

$$\begin{aligned}
NPV_{MBO}^{turb} = & P/A(i,n) \cdot \beta \cdot \left\{ \sum_{i=1}^{N_d N_{h/d}} \left[MP_{CHP}^{fuel} \cdot \frac{H_{ht,i}^{CHP,*}}{\eta_{ht}^{rec}} + MP_{boil}^{fuel} \cdot \left(\frac{LL_{boil,i}^* \cdot D_h^{max,*}}{\eta_{boil}} + \sum_{j=2}^n \frac{LL_{boil,i}^j \cdot D_h^{max,j}}{\eta_{boil}} \right) \right] + \right. \\
& + MP_i^e \cdot \left[H_{ht,i}^{CHP,*} \cdot \frac{\eta_e^{turb}}{\eta_{ht}^{rec}} - \frac{LL_{el, ch, i}^* D_c^{max,*}}{COP_{el, ch.}} - \sum_{j=2}^n \frac{LL_{el, ch, i}^j D_c^{max,j}}{COP_{el, ch.}} - D_{e,i}^* - \sum_{j=2}^n D_{e,i}^j - \sum_{j=2}^n \left(\frac{\Delta p_{unit} \cdot l_{branch,* \rightarrow j}}{\eta_{pump}} \cdot \frac{H_{CHP \rightarrow j,i}}{10^3 \cdot c_{p, water} \cdot \Delta T_{water}} \right) \right] \Bigg\} + \\
& + a_{CHP}^{rec} E_{CHP, nom}^* + b_{CHP}^{rec} \delta_{CHP, nom}^* + b_{CHP}^{turb} \delta_{CHP}^{turb} + a_{abs} C_{abs, nom}^* + b_{abs} \delta_{abs, nom}^* + \sum_{j=2}^n (a_{abs} C_{abs, nom}^j + b_{abs} \delta_{abs}^j) + a_{TES} V_{TES} + b_{TES} + \\
& + \sum_{j=2}^n l_{branch,* \rightarrow j} \cdot Z_{branch}^{unitd} \cdot (0.0365 D_h^{max,j} + 57.6)
\end{aligned} \tag{8.21_{turb}}$$

Vincoli imposti

$$C_{abs,i}^* + LL_{el, ch, i}^* D_c^{max,*} = D_{c,i}^* \quad \text{per } i = 1 \dots N_d N_{h/d} \tag{8.22}$$

$$LL_{el, ch, i}^j D_c^{max,j} = D_{c,i}^j \quad \text{per } i = 1 \dots N_d N_{h/d} \text{ e } j=2 \dots n \tag{8.23_{rec}}$$

$$C_{abs,i}^j + LL_{el, ch, i}^j D_c^{max,j} = D_{c,i}^j \quad \text{per } i = 1 \dots N_d N_{h/d} \text{ e per } j=* \text{ e } j=2 \dots n \tag{8.23_{turb}}$$

$$H_{ht,i}^{CHP,*} \cdot \left(1 + \frac{\eta_{ht}^{rec}}{\eta_{ht}} \right) - \frac{C_{abs,i}^*}{COP_{abs}} + LL_{boil,i}^* D_{h,i}^{max,*} + Q_{TES,i}^* - \sum_{j=2}^n H_{CHP \rightarrow j} \geq D_{h,i}^* \quad \text{per } i = 1 \dots N_d N_{h/d} \tag{8.24_{rec}}$$

$$H_{ht,i}^{CHP,*} - \frac{C_{abs,i}^*}{COP_{abs}} + LL_{boil,i}^* D_{h,i}^{max,*} + Q_{TES,i}^* - \sum_{j=2}^n H_{CHP \rightarrow j} \geq D_{h,i}^* \quad \text{per } i = 1 \dots N_d N_{h/d} \tag{8.24_{turb}}$$

$$H_{CHP \rightarrow j} + LL_{boil,i}^j D_{h,i}^{max,j} = D_{h,i}^j \quad \text{per } i = 1 \dots N_d N_{h/d} \text{ e per } j=2 \dots n \tag{8.25_{rec}}$$

$$H_{CHP \rightarrow j} + LL_{boil,i}^j D_{h,i}^{max,j} - \frac{C_{abs,i}^j}{COP_{abs}} = D_{h,i}^j \quad \text{per } i = 1 \dots N_d N_{h/d} \text{ e per } j=2 \dots n \tag{8.25_{turb}}$$

La differente formulazione delle equazioni 8.23_{turb} e 8.25_{turb}, rispetto alle duali espressioni riferite al motore alternativo, è dettata dalla condizione per cui nella configurazione della μgrid basata sulla turbina a gas è prevista l'inclusione di un frigorifero ad assorbimento, alimentato dal calore recuperato ad alta temperatura dall'unità CHP, per la copertura della domanda frigorifera del j-esimo edificio. Difatti, mentre per il motore alternativo il recupero di calore ad alta temperatura è solo una modesta frazione sul calore totale recuperato, per la turbina a gas tale recupero è massimo e può convenire sfruttare questo calore per la produzione del freddo preso gli edifici da ottimizzare.

Per entrambe le configurazioni i vincoli imposti per i “limiti di produzione”, il “bilancio del volume di accumulo” e la “congruenza tra le variabili di gestione e di sintesi” rimangono i medesimi (vedi eqq. 8.14_{rec}–8.19).

Rispetto alla SBO, invece, nell'equazione dei vincoli per il rispetto del Primary Energy

Saving (Eq. 8.20_{rec/turb}) il termine $\sum_{i=1}^{N_d N_{h/d}} PEC_{sep,i}$ viene sostituito con

$\sum_{i=1}^{N_d N_{h/d}} PEC_{sep,i}^* + \sum_{j=2}^n \sum_{i=1}^{N_d N_{h/d}} PEC_{sep,i}^j$, ovvero con la somma dei consumi della “produzione separata”

che soddisfa le domande energetiche degli n edifici. Nel caso della configurazione basata su motore alternativo la struttura della matrice A rimane la medesima ma vengono inserite due righe contenenti i coefficienti dell'equazione 8.24_{rec} e 8.25_{rec}. La variabile $LL_{el.ch,i}^j$ essendo automaticamente determinata secondo l'equazione 8.23 non rappresenta una variabile decisionale.

Nelle equazioni 8.26_{rec/turb} vengono presentati i vettori delle variabili x rispettivamente:

$$\mathbf{x}^T = (H_{lt,1}^{CHP,*}, \dots, H_{lt,N_d N_{h/d}}^{CHP,*}; C_{abs,1}^*, \dots, C_{abs,N_d N_{h/d}}^*; LL_{boil,1}^*, \dots, LL_{boil,N_d N_{h/d}}^*; LL_{el.ch.,1}^*, \dots, LL_{el.ch.,N_d N_{h/d}}^*; STOR_{TES,1}^*, \dots, STOR_{TES,N_d N_{h/d}}^*; Q_{TES,1}^*, \dots, Q_{TES,N_d N_{h/d}}^*; \delta_{CHP}^*, \delta_{abs}^*; E_{CHP,nom}^*; C_{abs,nom}^*; V_{TES}^*; H_1^{CHP \rightarrow 2}, \dots, H_{N_d N_{h/d}}^{CHP \rightarrow 2}, \dots, H_1^{CHP \rightarrow n}, \dots, H_{N_d N_{h/d}}^{CHP \rightarrow n}; LL_{boil,1}^2, \dots, LL_{boil,N_d N_{h/d}}^2, \dots, LL_{boil,1}^n, \dots, LL_{boil,N_d N_{h/d}}^n.) \quad (8.26_{rec})$$

$$\mathbf{x}^T = (H_{lt,1}^{CHP,*}, \dots, H_{lt,N_d N_{h/d}}^{CHP,*}; C_{abs,1}^*, \dots, C_{abs,N_d N_{h/d}}^*; LL_{boil,1}^*, \dots, LL_{boil,N_d N_{h/d}}^*; LL_{el.ch.,1}^*, \dots, LL_{el.ch.,N_d N_{h/d}}^*; STOR_{TES,1}^*, \dots, STOR_{TES,N_d N_{h/d}}^*; Q_{TES,1}^*, \dots, Q_{TES,N_d N_{h/d}}^*; \delta_{CHP}^*, \delta_{abs}^*; E_{CHP,nom}^*; C_{abs,nom}^*; V_{TES}^*; H_1^{CHP \rightarrow 2}, \dots, H_{N_d N_{h/d}}^{CHP \rightarrow 2}, \dots, H_1^{CHP \rightarrow n}, \dots, H_{N_d N_{h/d}}^{CHP \rightarrow n}; LL_{boil,1}^2, \dots, LL_{boil,N_d N_{h/d}}^2, \dots, LL_{boil,1}^n, \dots, LL_{boil,N_d N_{h/d}}^n; C_{abs,1}^2, \dots, C_{abs,N_d N_{h/d}}^2, \dots, C_{abs,1}^n, \dots, C_{abs,N_d N_{h/d}}^n; \delta_{abs}^2, \dots, \delta_{abs}^n; C_{abs,nom}^2, \dots, C_{abs,nom}^n.) \quad (8.26_{turb})$$

Nella configurazione con il motore alternativo la dimensione del vettore \mathbf{x} è $(6 + 2n)N_d N_{h/d} + 5$ Nella configurazione con la turbina a gas la dimensione del vettore \mathbf{x} è $(6 + 3n)N_d N_{h/d} + 5 + 2n$.

Per meglio comprendere la precedente affermazione si riporta in tabella 8.2 l'ordine delle variabili che costituiscono il vettore \mathbf{x} per entrambe le configurazioni.

Tabella 8.2: Variabili che costituiscono il vettore x per entrambe le configurazioni.

μ –GRID ALIMENTATA DA MOTORE ALTERNATIVO	μ –GRID ALIMENTATA DA TURBINA A GAS
Variabili associate a “Building*”	Variabili associate a “Building*”
$H_{lt,i}^{CHP,*}$ per $i = 1 - N_d N_{h/d}$	$H_{ht,i}^{CHP,*}$ per $i = 1 - N_d N_{h/d}$
$C_{abs,i}^*$ per $i = 1 - N_d N_{h/d}$	$C_{abs,i}^*$ per $i = 1 - N_d N_{h/d}$
$LL_{boil,i}^*$ per $i = 1 - N_d N_{h/d}$	$LL_{boil,i}^*$ per $i = 1 - N_d N_{h/d}$
$LL_{el.ch.,i}^*$ per $i = 1 - N_d N_{h/d}$	$LL_{el.ch.,i}^*$ per $i = 1 - N_d N_{h/d}$
$STOR_{TES,i}^*$ per $i = 1 - N_d N_{h/d}$	$STOR_{TES,i}^*$ per $i = 1 - N_d N_{h/d}$
$Q_{TES,i}^*$ per $i = 1 - N_d N_{h/d}$	$Q_{TES,i}^*$ per $i = 1 - N_d N_{h/d}$
δ_{CHP}^* 1 valore	δ_{CHP}^* 1 valore
δ_{abs}^* 1 valore	δ_{abs}^* 1 valore
$E_{CHP,nom}^*$ 1 valore	$E_{CHP,nom}^*$ 1 valore
$C_{abs,nom}^*$ 1 valore	$C_{abs,nom}^*$ 1 valore
V_{TES}^* 1 valore	V_{TES}^* 1 valore
Variabili associate al j-esimo edificio	Variabili associate al j-esimo edificio
$H_i^{CHP \rightarrow j}$ per $i = 1 - N_d N_{h/d}$ e per $j=2 - n$	$H_i^{CHP \rightarrow j}$ per $i = 1 - N_d N_{h/d}$ e per $j=2 - n$
$LL_{boil,i}^j$ per $i = 1 - N_d N_{h/d}$ e per $j=2 - n$	$LL_{boil,i}^j$ per $i = 1 - N_d N_{h/d}$ e per $j=2 - n$
	$C_{abs,i}^j$ per $i = 1 - N_d N_{h/d}$ e per $j=2 - n$
	δ_{abs}^j 1 valore per ogni $j=2 - n$
	$C_{abs,nom}^j$ 1 valore per ogni $j=2 - n$

8.2.3 Processo di aggregazione e definizione della configurazione ottimale.

La MBO prevede una routine interna in grado di simulare l’aggregazione degli impianti CHCP per il soddisfacimento contemporaneo delle domande energetiche di più edifici.

Basandosi sulle esperienze acquisite, si osserva che l’aggregazione tra due edifici è conveniente quando:

- Uno degli edifici è caratterizzato da brevi periodi di riscaldamento/condizionamento su base annua. Questo è il tipico caso degli edifici ad uso uffici, in cui il numero ridotto di ore lavorative consente raramente che l’unità CHCP operi per più di 2,500 ore all’anno, conducendo così a bassi valori di NPV. L’aggregazione di tali edifici con altri caratterizzati da profili di domanda più regolari e da attività più

continue e prolungate nel tempo, conduce a migliori risultati in termini economici e di risparmio energetico.

- I profili di domanda termica/frigorifera sono complementari e la loro somma conduce a profili più regolari della domanda energetica totale. Due edifici, con differenti caratteristiche (in termini di destinazione d'uso, coibentazione dell'involucro, numero di occupanti ed inerzia termica delle pareti) possono avere richieste energetiche molto differenti. In questi casi, l'aggregazione delle richieste energetiche può consentire un funzionamento dell'unità CHCP più continuativo.

Per comprendere il processo di aggregazione è necessario richiamare la routine SBO.

Inseriti i dati input dei consumi di ogni j-esimo edificio della μ grid si avvia la routine di ottimizzazione. In una prima fase ciascun impianto viene ottimizzato sulla base delle domande energetiche del j-esimo edificio, applicando per ciascuno di essi la routine SBO e valutando il valore dell' NPV_{SBO}^{rec} (equazione 8.10.a) e dell' NPV_{SBO}^{turb} (equazione 8.10.b).

Per ogni edificio viene identificato l'impianto che mostra un valore più basso di NPV_{SBO} , sia essa la configurazione basata sul motore alternativo o sulla turbina a gas, calcolando dunque il valore ottimale della funzione obiettivo selezionato tra NPV_{SBO}^{rec} e NPV_{SBO}^{turb} (tale valore ottimale viene appresso indicato come NPV_{SBO}^{opt}).

Per procedere all'aggregazione degli edifici viene stabilito un ordine gerarchico per mezzo di un indicatore di merito. Tale parametro è scelto come il costo medio unitario per l'approvvigionamento energetico di un dato edificio, ed è denominato *Average Unit Cost of Energy Supply* (AUC_{ES}):

$$AUC_{ES} = \frac{NPV_{SBO}^{opt}}{\sum_{i=1}^{N_d N_{h,d}} (D_{e,i}^j + D_{h,i}^j + D_{c,i}^j)} \quad (8.27)$$

Il parametro AUC_{ES} mette in relazione vettori energetici termodinamicamente differenti con un valore economico. Nonostante questo possa sembrare un limite significativo, la valutazione numerica di un gran numero di edifici del settore civile [2-3] ha dimostrato una forte relazione tra il valore AUC_{ES} e l'uso conveniente della poligenerazione: quando un edificio è “sfavorito” per quanto riguarda la redditività economica dei sistemi di poligenerazione, esso consegue in genere elevati valori di AUC_{ES} .

L'edificio caratterizzato dal più basso valore di AUC_{ES} viene definito come “*best*”, mentre quello che mostra il più basso valore di AUC_{ES} viene classificato come “*worst*”.

Il software simula la progressiva connessione degli edifici e la distribuzione dei flussi energetici, definendo un sub-cluster costituito dall'edificio “*best*” e da quello che mostra le peggiori performance (ossia quello che consegue il più elevato AUC_{ES}); richiamando la MBO viene valutato il valore della funzione obiettivo degli edifici appartenenti al sub-cluster, calcolando sia NPV_{MBO}^{rec} (equazione 8.21.a) che NPV_{MBO}^{turb} (equazione 8.21.b).

Per il sub-cluster identificato viene quindi selezionato l'impianto che mostra il valore più basso di NPV_{MBO} definendo dunque il valore ottimale della funzione obiettivo selezionato tra NPV_{MBO}^{rec} e NPV_{MBO}^{turb} , che viene indicato come NPV_{MBO}^{opt} .

Se il valore dell'NPV degli edifici aggregati è minore della somma dei valori dell'NPV dei singoli edifici:

$$NPV_{MBO(best+worst)}^{opt} < NPV_{SBO(best)}^{opt} + NPV_{SBO(worst)}^{opt} \quad (8.28)$$

allora viene effettuato l'accorpamento. Se tale condizione è verificata il sub-cluster ξ sostituisce le due distinte unità CHCP asservite agli edifici “*best*” e “*worst*”; la routine automaticamente assume come nuovi dati di input la somma dei consumi degli edifici del sub-cluster ξ aggiornando così la configurazione della μ -grid.

Viene ristabilita una nuova gerarchia tra gli edifici definendo, per il sub-cluster ξ composto da più edifici, un nuovo valore dell' Average Unit Cost of Energy Supply:

$$AUC_{ES,\xi} = \frac{NPV_{MBO}^{opt}}{\sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^{N_d N_{h/d}} (D_{e,i}^j + D_{h,i}^j + D_{c,i}^j)} \quad (8.29)$$

Nel caso in cui non venisse soddisfatta l'equazione 8.28 si procede ad un nuovo tentativo di accorpamento tra l'edificio peggiore e quello che nell'ordine gerarchico è posto subito dopo l'edificio “*best*” oppure scartato.

Il processo è ripetuto in modo iterativo fin quando non vengono testati tutti i possibili accorpamenti.

In Fig. 8.9 viene rappresentata schematicamente la routine di accorpamento e di identificazione della configurazione ottimale.

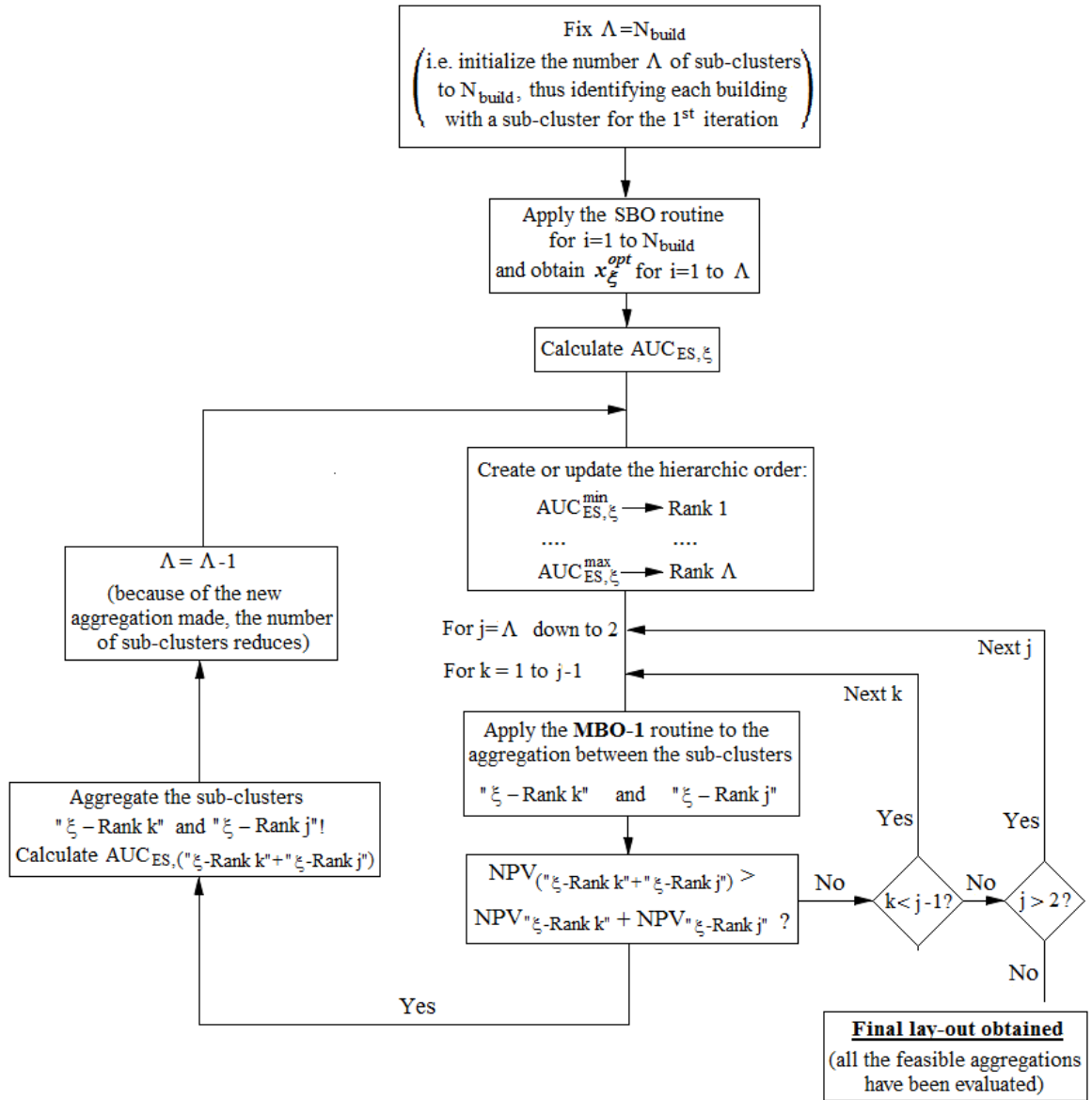


Figura 8.9: Schematizzazione dell'algoritmo di ottimizzazione

Per meglio comprendere il meccanismo di accorpamento e selezione della configurazione ottimale si riporta una esemplificazione applicando la routine ad un cluster di 4 edifici ($N_{build}=4$).

A tutti gli edifici viene applicata la SBO ed è quindi stabilita la classificazione degli stessi in base al valore di AUC_{ES} dei rispettivi impianti CHCP (vedi tabella 8.3).

Il primo tentativo di aggregazione effettuato coinvolge il sub-cluster costituito dagli edifici A (*worst*) e D (*best*).

Al sub-cluster “A+D” viene applicata la MBO e viene valutato il valore della funzione obiettivo per entrambe le configurazioni $NPV_{MBO(A+D)}^{rec}$ e $NPV_{MBO(A+D)}^{turb}$.

Tabella 8.3: Classificazione delle quattro utenze secondo il parametro AUC_{ES}

UTENZE	AUC_{ES}
A	(<i>worst</i>)
B	2^{nd}
C	3^{th}
D	(<i>best</i>)

Tra i valori di $NPV_{MBO(A+D)}^{rec}$ e $NPV_{MBO(A+D)}^{turb}$ viene selezionato il minore ed è identificato come $NPV_{MBO(A+D)}^{opt}$; a questo punto possono presentarsi due condizioni:

ipotesi 1) se $NPV_{MBO(A+D)}^{opt} < NPV_{SBO(A)}^{opt} + NPV_{SBO(D)}^{opt}$

i due edifici “A” e “D” vengono accorpati.

ipotesi 2) se $NPV_{MBO(A+D)}^{opt} > NPV_{SBO(A)}^{opt} + NPV_{SBO(D)}^{opt}$

i due edifici “A” e “D” non vengono accorpati e rimangono due unità distinte.

Nel caso in cui si verifichi ipotesi 1), l’unità “CHCP_(A+D)” sostituisce le due distinte unità CHCP asservite agli edifici “A” e “D”; e l’impianto CHCP_(A+D) sarà considerato come “unità attiva” e definito come “Building*”.

Per il sub-cluster (A+D) viene calcolato il valore di $AUC_{EC,(A+D)}$ e ristabilito un nuovo ordine gerarchico tra tutti i sub-cluster di edifici (in questo caso quelli “B” e “C” saranno costituiti ciascuno da un solo edificio).

A questo punto il tentativo di accorpamento è effettuato tra il nuovo “peggiore” sub-cluster ed il “migliore”(ossia quello con il minor valore di $AUC_{ES,\xi}$).

Il Tentativo di accorpamento è effettuato tra il sub-cluster (A+D) e l’edificio che nella classificazione AUC_{EC} occupava la posizione immediatamente superiore a quella di “best” ossia “C” (3^{th} building).

Per il sub-cluster ((A+D)+ C) viene reiterato il processo di calcolo della funzione obbiettivo e se:

ipotesi 1_a) se $NPV_{MBO((A+D)+C)}^{opt} < NPV_{MBO(A+D)}^{opt} + NPV_{SBO(C)}^{opt}$

il sub-cluster (A+D) e C verranno accorpati.

ipotesi 1_b) se $NPV_{MBO((A+D)+C)}^{opt} > NPV_{MBO(A+D)}^{opt} + NPV_{SBO(C)}^{opt}$

il sub-cluster (A+D) e C rimarranno due unità distinte.

Nell’ipotesi che si verifichi la condizione 1_a per il sub-cluster ((A+D)+ C) verrà reiterata la procedura, calcolato $AUC_{EC,(A+D)+C}$ e testato l’accorpamento con “B”.

Nel caso si verifichi la condizione 1_b si ritorna all'ipotesi 2).

ipotesi 2)

In caso di fallimento del tentativo di accorpamento tra “A” (*worst*) e “D” (*best*) il successivo tentativo coinvolge “A” (*worst*) e l'impianto che nella classificazione AUC_{EC} occupa la posizione immediatamente superiore a quella di “*best*”, ossia “C” (3th building).

In caso di ulteriore fallimento il terzo tentativo coinvolge “A” (*worst*) e, sempre secondo lo stesso criterio di identificazione, 2nd building “B”.

Nel caso in cui nessuno di questi tentativi sia andato a buon fine non sono disponibili ulteriori tentativi a partire dallo stesso impianto “A” (*worst*); viene allora identificato come nuovo impianto “Building*” quello che nella classificazione AUC_{EC} occupa la posizione immediatamente inferiore ad “A” (*worst*), ossia 2nd. building “B”.

Una volta definito il nuovo “Building*” si effettuano tutti i possibili tentativi di aggregazione seguendo lo stesso criterio illustrato in precedenza.

Con questo procedimento vengono eseguite tutte le possibili combinazioni di aggregazione.

In tabella 8.4 viene riportato il log-out interno alla routine che viene salvato in automatico come file di testo, per la routine MBO applicata a 4 edifici.

Tabella 8.4: Routine interna e risultati del processo di ottimizzazione per una generica simulazione effettuata con 4 edifici.

Ottimizzazione edificio_1.xls
Motore alternativo, Funzione obiettivo: 9408123.3727
Ottimizzazione edificio_2.xls
Turbogas, Funzione obiettivo: 3133775.8663
Ottimizzazione edificio_3.xls
Turbogas, Funzione obiettivo: 5573584.8051
Ottimizzazione edificio_4.xls
Motore alternativo, Funzione obiettivo: 814398.5768
Ordinamento edifici secondo l'NPV....Completato: {4 1 3 2}
AUC_ES (Edificio 4 0.053494)
AUC_ES (Edificio 1 0.040845)
AUC_ES (Edificio 3 0.039935)
AUC_ES (Edificio 2 0.038119)
Tentativo di accorpare {4} con {2}
Valore funzione obiettivo edifici accorpati =3939819.7263
Valore funzione obiettivo edifici NON accorpati =3948174.4431
AUC_ES Edifici {4} =0.053494
AUC_ES Edifici {2} =0.038119
....Accorpamento effettuato
Tentativo di accorpare {2 4} con {3}
Valore funzione obiettivo edifici accorpati =9553941.9913
Valore funzione obiettivo edifici NON accorpati =9513404.5314
AUC_ES Edifici {2 4} =0.040435
AUC_ES Edifici {3} =0.039935
...Accorpamento NON effettuato
Tentativo di accorpare {2 4} con {1}
Valore funzione obiettivo edifici accorpati =13261097.6011
Valore funzione obiettivo edifici NON accorpati =13347943.0989
AUC_ES Edifici {2 4} =0.040435
AUC_ES Edifici {1} =0.040845
....Accorpamento effettuato
Tentativo di accorpare {1 2 4} con {3}
Valore funzione obiettivo edifici accorpati =18941712.1039
Valore funzione obiettivo edifici NON accorpati =18834682.4061
AUC_ES Edifici {1 2 4} =0.040458
AUC_ES Edifici {3} =0.039935
...Accorpamento NON effettuato
Impianto_1: edifici {1 2 4}, tipo motore =Motore alternativo, valore funzione obiettivo =13261097.6011
Impianto_2: edifici {3}, tipo motore =Turbogas, valore funzione obiettivo =5573584.8051

8.2.4 Le soluzioni della Multi Building Optimization (MBO)

Per quanto concerne la modalità di presentazione dei risultati della Multi Building Optimization (MBO) si fa riferimento, come detto, ad un insieme di edifici situati ad una distanza massima pari a 1,5 Km e collegati tra loro da reti di distribuzione del fluido termovettore.

La strategia operativa, basata su un processo iterativo di aggregazione degli edifici facenti parte del distretto energetico; modifica e implementa la SBO tenendo in considerazione i costi associati al vettoriamento dei flussi energetici ed i costi connessi alla rete di distribuzione ed al pompaggio del fluido.

Pertanto i risultati dell'ottimizzazione indicheranno:

- la configurazione topologica della μ grid;
- il numero delle unità CHP installate e la loro ubicazione;
- il tipo di motore selezionato in ciascun edificio attivo: (se turbina a gas o motore alternativo);
- il valore della funzione obbiettivo: (NPV_{MBO}^{rec} e NPV_{MBO}^{turb});
- i componenti inseriti nel lay-out d'impianto dell'unità attiva (δ_{CHP} e δ_{Abs}) e, in caso di configurazione basata sulla turbina a gas l'inserimento del frigorifero ad assorbimento nel j-esimo edificio servito dall'unità CHP centralizzata (δ_{abs}^j);
- i valori delle taglie nominali dei componenti: ($E_{CHP,nom}^*$, $C_{abs,nom}^*$, V_{TES}^* , $C_{abs,i}^j$);
- il valore del Primary Energy Saving conseguito: (PES);
- il valore orario delle variabili di gestione: ($H_{ht,i}^{CHP,*}$, $C_{abs,i}^*$, $LL_{boil,i}^*$, $LL_{el.ch,i}^*$, $STOR_{TES,i}^*$, $Q_{TES,i}^*$, $H_i^{CHP \rightarrow j}$, $LL_{boil,i}^j$, $C_{abs,nom}^j$), per $i=1 \dots N_d N_{h/d}$.

8.2.5 L'interfaccia grafica

L'interfaccia grafica utilizzata per i valori di input della MBO è un'implementazione di quello sviluppato per la Single Building Optimization (SBO). In Fig. 8.10 è rappresentato l'interfaccia grafico per l'inserimento dei valori di input per una generica simulazione.

La metodologia di inserimento dei dati è la medesima utilizzata per la (SBO), ma è consentito inserire i dati di consumo (file Excel contenente 8760 valori di D_e , D_h e D_c) per gli n edifici di cui si compone la μ grid.

È necessario definire la dislocazione geometrica di ciascun edificio all'interno della μ grid; la μ grid viene rappresentata su un piano cartesiano X-Y che ha origine nella posizione del primo edificio di cui si caricano i valori delle domande energetiche; per tutti gli edifici successivi al primo bisogna quindi indicare le coordinate X-Y rispetto all'origine, così da definire le mutue distanze tra gli edifici.

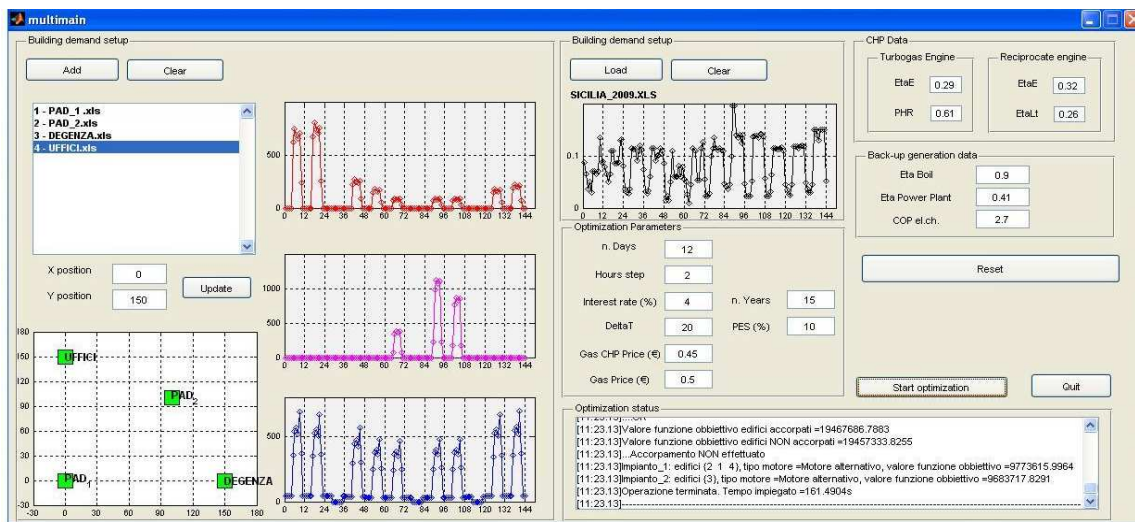


Figura 8.10: Interfaccia grafica del software per i valori di input.

In Fig. 8.11 è rappresentata l'interfaccia grafica per i risultati di output di una generica simulazione. Questa identifica la configurazione topologica ottimale della μ -grid indicando per ogni sub-cluster identificato il tipo di motore selezionato, il valore della funzione obbiettivo, i valori delle taglie nominali dei componenti ed il valore del PES conseguito.

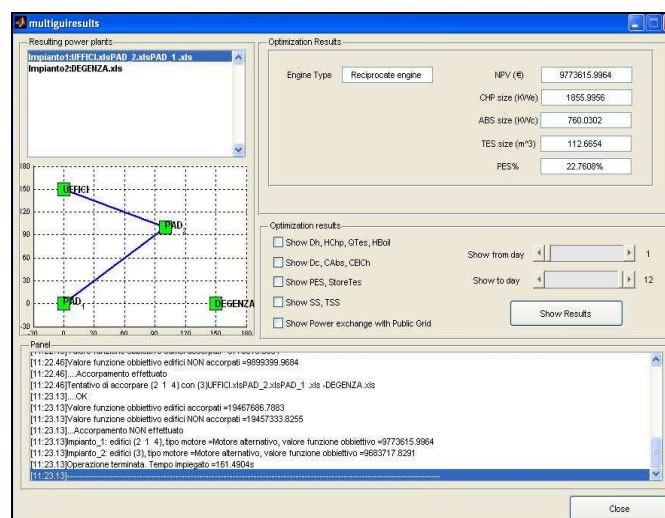


Figura 8.11: Interfaccia grafica del software per i valori di output.

Bibliografia

- [5].Piacentino A., Cardona F., EABOT – Energetic analysis as a basis for robust optimization of trigeneration systems by linear programming, Energy Conversion and Management, 2008, Vol. 49, pp.3006-3016
- [6].Cardona E., Culotta S., CHOSE—Energy Saving by Combined Heat, Cooling and Power Plants in the Hotel Sector—SAVE II—Contract No. XVII/4.1031/Z/98-036—Bruxelles, May 2001.
- [7].Cardona E., Piacentino A., DABASI – WWW promotion of energy saving by CHCP plants – Database and Evaluation, Save II Program – Contract No. 4.1031/Z//02-060, January 2005.

9. APPLICAZIONE DELLA ROUTINE AD UN GRUPPO DI EDIFICI: ANALISI DEL POTENZIALE APLICATIVO

Nel presente capitolo viene esaminato il potenziale applicativo della routine, eseguendo accurate analisi sull'influenza che le variabili del contesto hanno sul design e sulla gestione ottimale delle CHCP based μ -grid.

Le analisi sono precedute da un'accurato studio sulla "robustezza" dell'algoritmo. In particolare come mostrato nel capitolo precedente, le assunzioni fatte per quanto concerne la base temporale adottata per l'ottimizzazione possono influenzare significativamente i risultati; per tale motivo verrà investigata la convergenza verso una soluzione ottimale "robusta", in modo da identificare le impostazioni da adottare nelle analisi comparative successive.

Verrà esaminato un caso studio costituito da quattro edifici con destinazioni d'uso ed attività differenti: il complesso identificato include un hotel, due edifici di un complesso ospedaliero ed un edificio ad uso uffici.

In una fase preliminare di audit energetico, sulla base delle bollette del gas e dell'energia elettrica reperite e sui profili storici di consumo, sono stati estrapolati i profili giornalieri dei consumi termici, frigoriferi ed elettrici elaborati in un file excel contenente 8760 valori di consumo per ogni edificio.

In fig. 9.1 a-d sono rappresentati i profili dei consumi dei quattro edifici ed in tabella 9.1 sono indicati il tipo di attività ed i picchi di domanda.

Si può notare che sull'asse delle ascisse le ore indicate sono 288 di fatti, come verrà mostrato successivamente, 288 ore (24 "giorni standard" due giorni al mese, e 12 ore al giorno con un intervallo di 2 ore) assicura una buona convergenza e dei risultati realistici.



Figura 9.1: Profili di carico elettrico, termico e frigorifero dei quattro edifici esaminati su una base temporale di 288 ore: a. Hotel, b. Ospedale 1, c. Ospedale 2, d. Uffici.

Tabella 9.1 : Dati principali per ogni edificio esaminato

Edifici	Tipo di attività	Dati caratteristici	D_h^{\max} [kW]	D_c^{\max} [kW]	D_e^{\max} [kW]
Hotel	Continuativa (12 mesi all'anno, 24 ore al giorno)	Numero di stanze: 656	3134	1129	985
Ospedale 1	Continuativa (12 mesi all'anno, 24 ore al giorno)	Numero di letti: 298	1062	1858	290
Ospedale 2	Continuativa (12 mesi all'anno, 24 ore al giorno)	Numero di letti: 406	2654	1548	241
Ufficio	Non continuativa (12 mesi, 5 giorni lavorativi a settimana, 10 ore in ogni giorno lavorativo)	-	261	348	236

9.1 SENSITIVITA' ALLA BASE TEMPORALE ADOTTATA PER L'OTTIMIZZAZIONE

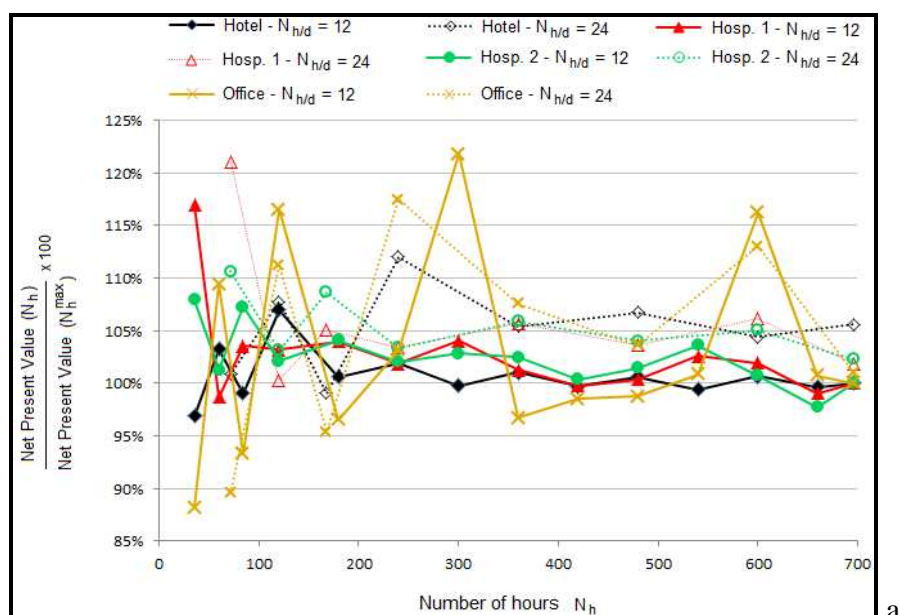
Come descritto nel paragrafo 8.1.1 riguardo all'inserimento dei dati di input utili alla routine, l'utente deve indicare il numero di giorni N_d ed il numero di ore al giorno $N_{h/d}$ ai fini dell'estrazione di un numero di ore ridotto, che vada a formare la base temporale rappresentativa dei consumi annuali di ogni edificio e dei prezzi dell'energia corrispondenti.

Il numero di ore estratto ($N_h = N_d \times N_{h/d}$) sufficientemente elevato assicurano che i “giorni standard” selezionati siano rappresentativi di stagioni differenti e di giorni lavorativi e festivi. In generale un numero di ore N_h più alto assicura una migliore convergenza verso soluzioni affidabili, poiché una base temporale più ampia riflette meglio il set di 8760 valori; nonostante ciò, dal momento che il consumo di risorse computazionali aumenta all'aumentare di N_h è conveniente cercare di limitare il numero di giorni adatto.

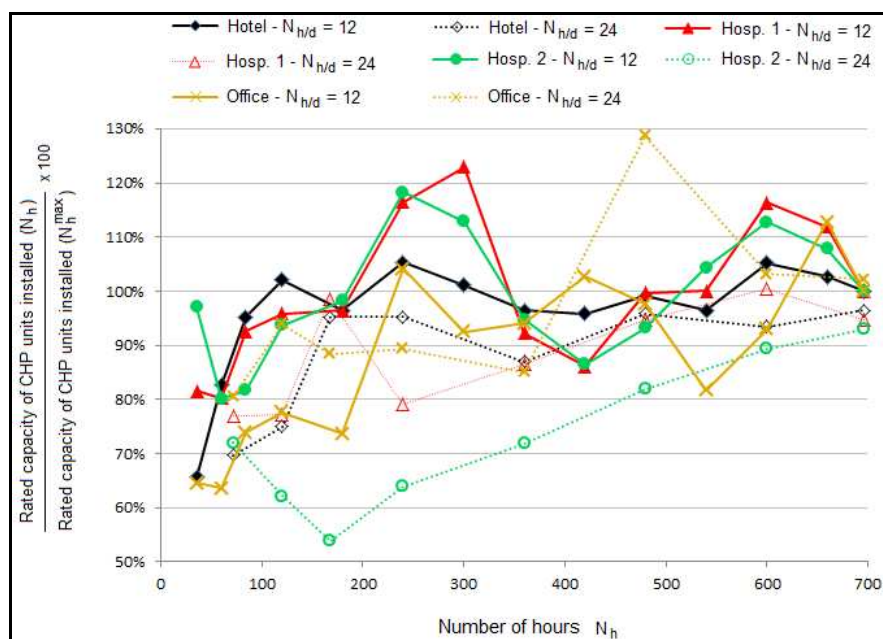
Dopo aver eseguito un numero elevato di simulazioni, si è osservato che quando N_d e $N_{h/d}$ aumentano i tempi di calcolo rimangono accettabili, mentre il numero delle variabili aumenta significativamente, fino allo stato di “out of memory” ovvero la memoria del calcolatore risulta insufficiente.

Per verificare il numero minimo di giorni che assicura una buona convergenza verso il valore ottimo “reale” (ossia quello risultante dall’ottimizzazione estesa all’intera base temporale di 8760 ore annue) sono state effettuate le simulazioni applicando dapprima la SBO ai quattro edifici costituenti il cluster, al variare del numero di giorni N_d e del numero di ore $N_{h/d}$.

I risultati ottenuti sono rappresentati in Fig. 9.2.a,b



a



b

Figura 9.2: Convergenza delle soluzioni ottimali ottenute su differenti basi temporali, in termini di : a) Net Present Value dell’investimento normalizzato, b) Capacità normalizzata dell’unità CHP installata

In Fig. 9.2.a, è diagrammato il valore del Net Present Value dell'investimento, cioè il valore della funzione obbiettivo che si è massimizzata, al variare del numero totale di ore N_h ; le otto curve si riferiscono ai quattro edifici esaminati e ad entrambi i casi " $N_{h/d}=12$ " e " $N_{h/d}=24$ ". In Fig. 9.2.b è diagrammato l'andamento della taglia ottimale $E_{CHP,nom}$ (in termini di capacità elettrica nominale, espressa in kW) dell'unità CHP che viene installata sempre al variare del numero di ore N_h .

Sia il NPV che la capacità nominale dell'unità CHP rappresentate in Fig. 9.2 sono normalizzate sul valore ottenuto utilizzando la base temporale più ampia consentita (cioè $N_d=30$ e $N_h=24$).

Si può osservare che:

- per quanto concerne il NPV, per $N_h > 300$ si ottiene una buona convergenza per tre degli edifici esaminati. Si verificano fluttuazioni leggermente più ampie solamente per l'edificio "Uffici"; questo andamento è dovuto principalmente al fatto che le richieste energetiche di questo edificio non sono continuative, e rendono i risultati dell'ottimizzazione più sensibili ai "giorni standard" estratti.
- per quanto concerne la taglia ottimale del motore primo, si osservano ampie fluttuazioni per bassi valori di N_h ; per un numero di ore $N_h > 350$ la taglia dell'unità CHP si stabilizza. Sempre per l'edificio Uffici si osserva un comportamento dissimile dagli altri edifici, ma si può comunque affermare che per $N_h > 350$ la fluttuazione della capacità nominale del motore primo si mantiene nel range $\pm 20\%$. Occorre riflettere sull'ammissibilità di tali fluttuazioni, con riferimento alla nostra analisi. Ebbene, diverse approssimazioni implicite nel metodo proposto tendono a far considerare una fluttuazione del $\pm 20\%$ assolutamente ragionevole. Quando, per esempio, la routine fornisce un valore ottimo della capacità dell'unità CHP, il progettista raramente troverà sul mercato turbine a gas o motori alternativi di capacità esattamente uguale a quella risultante dall'ottimizzazione; inoltre, bisogna ricordare che il processo di ottimizzazione è basato sull'assunzione di prezzi dell'energia pre-fissati, che possono risultare significativamente diversi da quelli realmente osservati durante il periodo di vita utile del sistema. Si può affermare che

un errore del 20% è assolutamente accettabile e che per valori $N_h > 350$ la routine SBO raggiunge una sufficiente convergenza dei risultati.

- La convergenza della serie " $N_{h/d}=12$ " è più rapida rispetto a quella che caratterizza la serie " $N_{h/d}=24$ ". Questo risultato era prevedibile: per uno stesso valore di N_h , raddoppiando il numero di ore $N_{h/d}$ si opera un dimezzamento del numero di giorni N_d , ed aumenta così la possibilità di selezionare giorni "omogenei". È pertanto evidente che si ottengono risultati più robusti adottando " $N_{h/d}=12$ " ed assumendo un numero sufficientemente alto di giorni N_d (tipicamente più alti di 30 in modo da avere $N_h > 350$, come detto in precedenza).

Una volta identificato il numero di giorni ammissibile per l'ottimizzazione SBO, si procede a definire analogamente la base temporale minima da adottare per la Multi Building Optimization (MBO) al fine di assicurare risultati "robusti".

Questo problema è più complesso per la MBO rispetto a quanto visto per la SBO, perché la convergenza dei risultati deve essere simultaneamente verificata in termini di:

- economia dei risultati (ad esempio in termini di valore della funzione obiettivo, NPV);
- struttura topologica della μ grid, in termini di collocazione delle unità CHCP da installare e le loro connessioni per mezzo della rete di distribuzione;
- configurazione di ogni impianto CHCP, in termini di taglia dei componenti principali e tipologia di motore primo adottato (motore alternativo o turbina a gas).

Il problema è stato affrontato effettuando iterativamente un numero elevato di ottimizzazioni. Con riferimento ad un set ristretto di tre edifici (Hotel, Ospedale 1 e Ufficio, presentati in tabella 9.1) situati in una piccola area, la Fig. 9.3 offre una chiara rappresentazione della dipendenza dei risultati dalla base temporale adottata.

In Fig. 9.3.a sono diagrammati il Net Present Value dell'investimento, la capacità totale dell'unità CHP installata (cioè la somma delle capacità installate in differenti edifici) ed il volume totale del Thermal Energy Storage, in funzione dell'ampiezza della base temporale adottata, queste variabili sono presentate ad una scala arbitraria (la capacità installata rappresentata sull'asse verticale è pari ad $\frac{1}{9}$ del valore numerico ottenuto) per consentire

una lettura dei risultati in un unico diagramma. Il reavalore numerico di questi parametri, infatti, non è rilevante per lo studio della convergenza

Si può osservare che quando $N_h > 210$, si raggiunge una buona convergenza delle variabili esaminate, soprattutto per $N_{h/d} = 12$. La convergenza del “lay-out d’impianto” ottenuta è rappresentata in Fig. 9.3.b, dove è presentata la topologia della μ grid per $N_{h/d} = 12$ e per differenti valori di N_d .

L’analisi dei risultati consente di riconoscere che:

- l’algoritmo consegue risultati piuttosto stabili per quanto concerne il lay-out finale dell’impianto. Infatti, già per $N_d > 17$ ($N_h > 204$) si presentano solo piccole modifiche nel lay-out, mentre per valori di N_d inferiore si verificano più ampie variazioni.
- i risultati alquanto stabili si possono osservare anche per la tipologia e la taglia del motore primo installato; infatti per valori $N_d > 17$ risulta sempre installato un motore alternativo.

Simili risultati sono stati ottenuti per un cluster di quattro edifici; in quest’ultimo caso il numero di ore che garantisce una buona convergenza, in termini di lay-out d’impianto, tipo di motore primo selezionato e taglia dei componenti, è risultato pari a 288 (e quindi essendo “ $N_{h/d} = 12$ ”, per $N_d > 24$).

Si può concludere che adottando per le successive ottimizzazioni una base temporale caratterizzata da $N_h = 288$, $N_d = 24$ ed $N_{h/d} = 12$, si ha la ragionevole certezza di conseguire risultati ben affidabili e potere così formulare ragionevoli conclusioni riguardo a diversi aspetti applicativi del tool progettato.

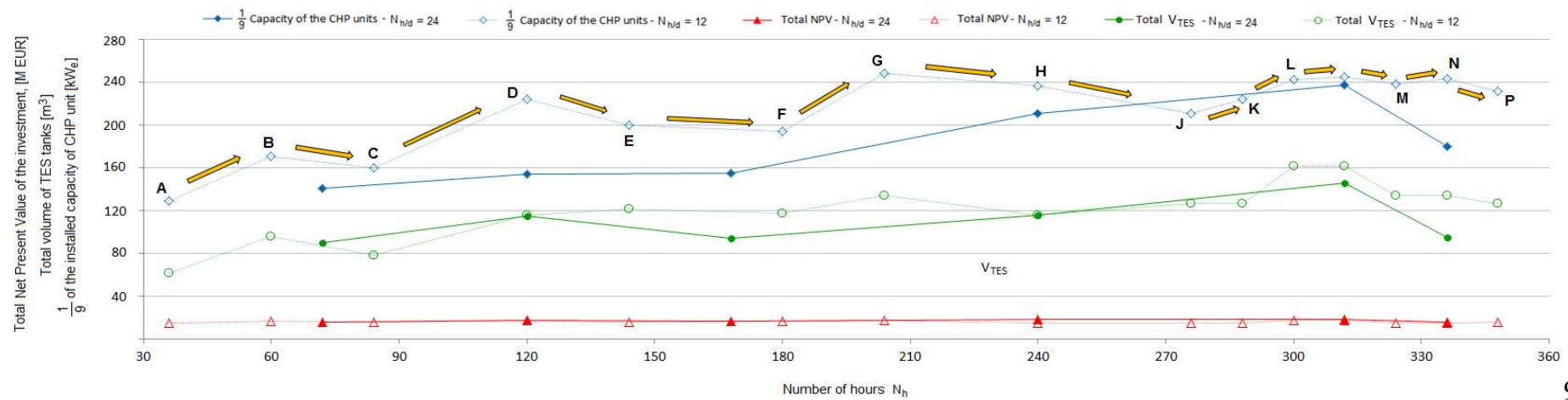
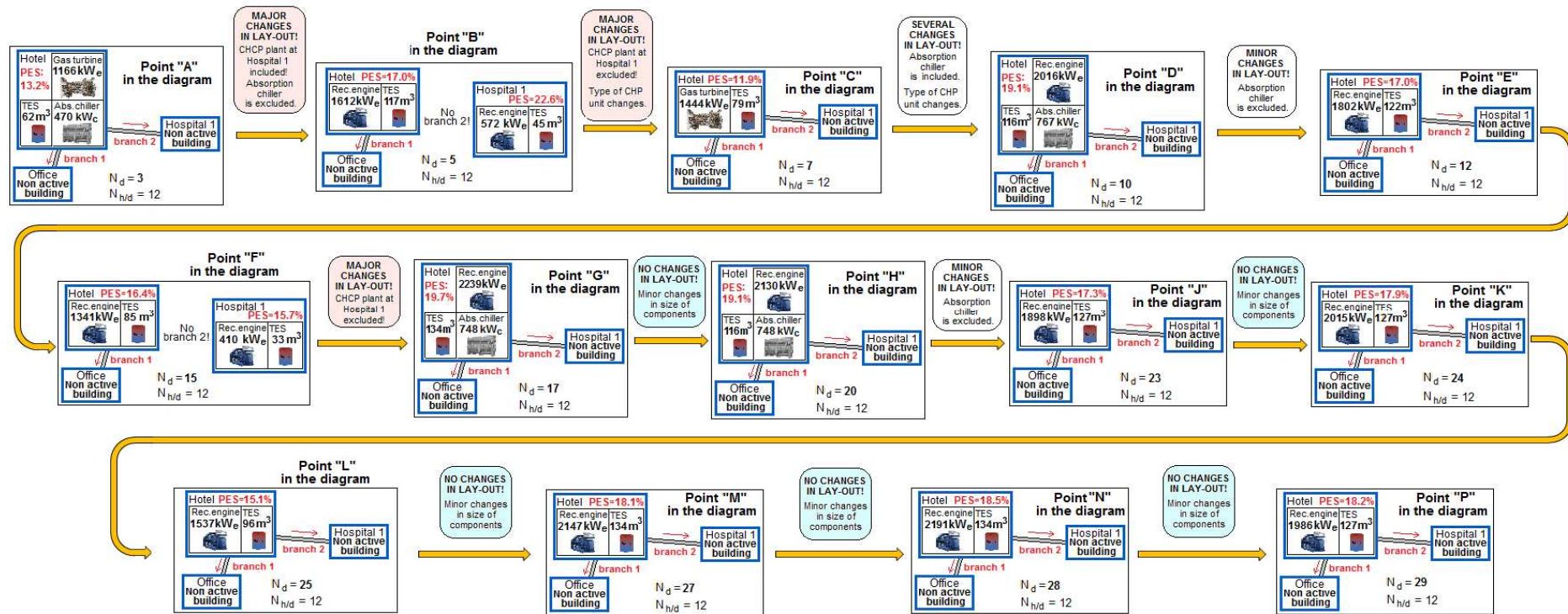


Figura 9.3.a: Convergenza dei risultati ottimali per μ grid energetica costituita da tre edifici, in termini di NPV, capacità nominale dell'unità CHP installata e volume del TES. 9.3.a



9.3.b

Figura 9.3.b: Evoluzione del lay-out ottimale della CHCP-based μ grid costituita da tre edifici

9.2 ANALISI DI SENSITIVITA' AL VARIARE DELLE OPZIONI TARIFFARIE ZONALI

Nel presente paragrafo verrà esaminato criticamente il problema della sensitività delle soluzioni progettuali e di gestione ottimali di sistemi poligenerativi, al variare del prezzo dell'energia elettrica.

A tal proposito si ricorda che:

- Il parco di produzione elettrica italiano è basato essenzialmente su impianti a ciclo combinato e su alcuni impianti a vapore obsoleti, mentre si assiste ad un rapido incremento di produzione di energia elettrica da fonte rinnovabile (la quale tuttavia copre una frazione ancora modesta della produzione totale annua). In questo scenario si inseriscono gli impianti di cogenerazione ad alto rendimento ai quali è consentita priorità di dispacciamento (Direttiva 2004/8/CE ed il relativo D.M. n. 20. del 7 febbraio 2007 di recepimento nazionale).
- Gli impianti di potenza apparente nominale al di sotto dei 10 MVA possono accedere al regime di “*ritiro dedicato*”, ovvero per l'energia elettrica immessa in rete, al netto degli autoconsumi in sito, il GSE riconosce al produttore, per ciascuna ora, il prezzo di mercato riferito alla zona in cui è collocato l'impianto⁶.
- Il prezzo dell'energia elettrica è differente per le 6 zone individuate sul territorio italiano (Nord, Centro Nord, Centro, Sud, Sicilia, Sardegna e polo di Brindisi); prezzi più alti si riscontrano nelle zone in cui gli impianti per la produzione di energia elettrica sono tradizionalmente meno efficienti. Il prezzo più alto è stato storicamente riscontrato nella zona elettrica “Sicilia” mentre quello più basso si riscontra nella zona “Nord”.

Alla luce del suddetto contesto di riferimento la routine di ottimizzazione è stata applicata al set di quattro edifici presentati in Tabella 9.1 assumendo come prezzi di riferimento quelli della zona “Sicilia” e della zona “Nord”.

⁶ (delibera AEEG 34/05 “Modalità di ritiro dell'energia elettrica da fonti rinnovabili, assimilabili e cogenerative sostituito dalla Delibera AEEG 280/07).

Volendo effettuare un'analisi di tipo qualitativo sugli effetti che le opzioni tariffarie locali esercitano sui criteri di progetto ottimali degli impianti poligenerativi si è mantenuta costante l'utenza di riferimento (in termini di profili di domanda), così da identificare in modo isolato i suddetti effetti; non si sono tenute quindi in considerazione le disomogeneità dei fabbisogni energetici di edifici simili al variare dell'ubicazione e delle condizioni climatiche del sito.

Inoltre, volendo isolare l'effetto che il prezzo dell'energia ha sulla configurazione della μ grid, si è inizialmente mantenuto un medesimo prezzo per il gas naturale per l'alimentazione dell'unità CHP e del boiler ausiliario. ($MP_{\text{fuel}}^{\text{boil}} = MP_{\text{fuel}}^{\text{CHP}} = 0.38 \text{ €/Nm}^3$).

Effettuato l'upload del primo edificio (Hotel), il quale identifica l'origine del sistema di riferimento cartesiano, sono state assegnate le coordinate in metri di ogni ulteriore edificio rispetto all'origine ed in particolare:

Ospedale 1: (300, 300);

Ospedale 2: (-200, 300);

Ufficio: (-200, -200).

La disposizione spaziale degli edifici e le mutue distanze (utili per calcolare le lunghezze l_{branch} dei singoli rami della rete) sono immediatamente deducibili dalla rappresentazione spaziale fornita in Fig. 9.4.

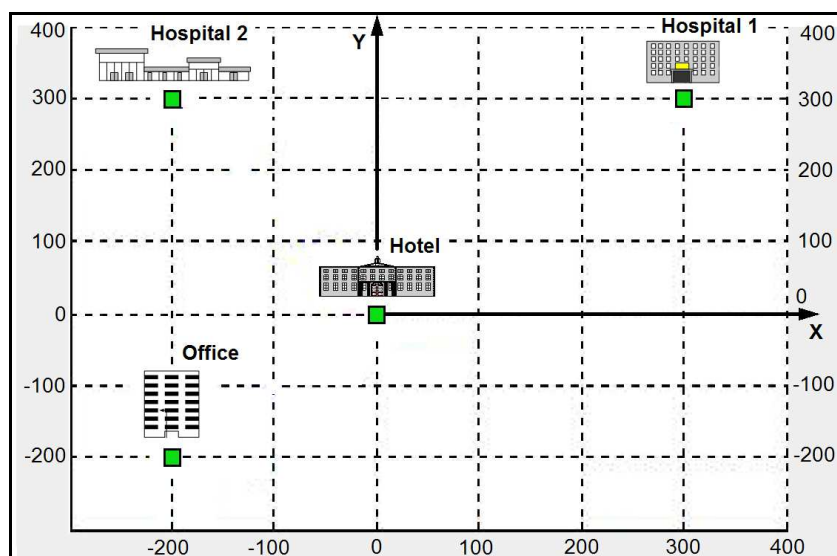


Figura 9.4: Disposizione spaziale dei quattro edifici

In Fig. 9.5.a vengono illustrati i risultati dell'ottimizzazione per la zona "Sicilia"; la figura mostra la morfologia dell'impianto ottimale, alla quale sono state affiancate le curve di "funzionamento" dell'unità CHP.

I diagrammi sono presentati solo per una ristretta sotto-base temporale di 144 ore (che ricopre la metà delle 288 ore assunte come base temporale, ed in particolare i 12 giorni nel periodo Gennaio-Giugno, con 12 valori orari al giorno), per consentire una chiara rappresentazione ad una scala adeguata.

- Per l'unità "attiva", cioè l'edificio dove è installata l'unità CHP, il bilancio termico mostrato in figura consente di analizzare la potenza termica recuperata dal motore primo H^{CHP} , la potenza termica Q_{TES} scambiata dall'accumulo nelle fasi di carico/scarico, la potenza termica H^{boil} prodotta dal boiler ausiliario ed eventualmente la potenza H^{waste} dissipata dal motore. In basso sono inseriti altri due diagrammi: il primo presenta la produzione elettrica e la potenza scambiata con la rete (rispettivamente indicata come "CHP electricity production" e "Power exchanged with grid"), il secondo rappresenta i valori orari dello Spark Spread (SS) e del Total Supply Spread (TSS);
- Per l'edificio non attivo (ossia il "non active building", come indicato in figura), cioè quello servito dall'unità CHP installato presso l'unità attiva e ad esso collegato tramite la rete di distribuzione di acqua calda, è indicata la frazione di calore fornito dall'unità CHP e la produzione termica del boiler ausiliario.

Dalla Fig. 9.5.a si può osservare che:

- Il lay-out ottimale include due unità CHP (entrambe motore alternativo), una con una capacità di 3231 kW_e collocata nell'edificio "Hotel", l'altro con una capacità di 719 kW_e collocata nell'edificio "Ospedale 1". L'impianto più grande installato nell'edificio Hotel include un frigorifero ad assorbimento di capacità pari a 1075 kW_e e serve per mezzo della rete di distribuzione gli edifici "Uffici" e "Ospedale 2" soddisfacendo una frazione significativa dei loro carichi termici. Entrambi gli impianti di poligenerazione installati negli edifici attivi includono un volume di accumulo termico.

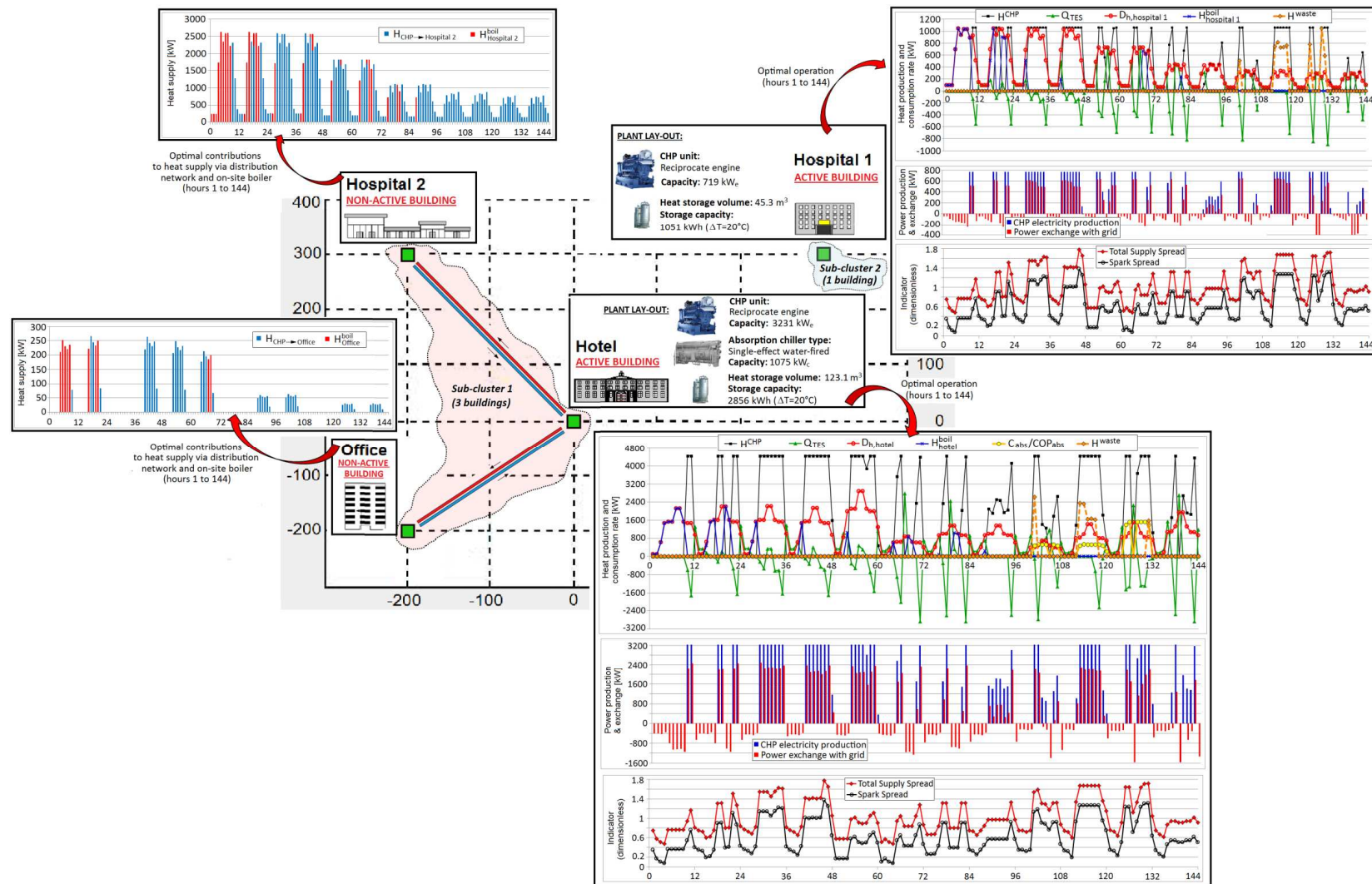


Figura 9.5: Lay-out e operatività ottimale della CHCP-based μ grid applicando i prezzi zonali orari della zona Sicilia.

- L'operatività oraria di entrambe le unità CHP è strettamente correlata ai valori di SS eTSS. In teoria si potrebbe riscontrare un'anomalia nella strategia operativa del motore primo: si può osservare infatti dal “grafico del bilancio termico” che il motore è soggetto a frequenti accensioni (durante le ore di picco) e spegnimenti (durante le ore off-peak); una simile strategia di gestione è evidentemente poco auspicabile, poiché usuranti per la meccanica dei componenti e quindi onerosa dal punto di vista manutentivo e dell'affidabilità. Questo limite è tuttavia apparente: avendo adottato un valore $N_{h/d}=12$ (12 ore al giorno invece delle 24 reali), ogni punto in Fig. 9.5.a è in realtà rappresentativo dell'operatività dell'impianto in due ore del giorno consecutive; pertanto, il ciclo più breve di accensione-spegnimento si ripete dopo due ore “standard” consecutive, e si traduce quindi in un'operatività minima di quattro ore reali consecutive. Questa operatività ciclica è certamente fattibile per un'unità CHP “small-scale”, che solitamente necessita di pochi minuti (10-15 min) per l'avviamento a freddo.
- In entrambi gli impianti il TES riveste un ruolo fondamentale; si può osservare che la frazione di calore scartato in ambiente è minima e si presenta solo nei mesi estivi (dall'ora 100 all'ora 130). Questo risultato è stato garantito dal vincolo PES introdotto nella routine d'ottimizzazione. Nell'edificio “Hotel” è installato un volume di accumulo della capacità di 123.1 m^3 ; le notevoli dimensioni del TES consentono l'installazione di un'unità CHP più grande, che produce una significativa quantità di energia elettrica in surplus da vendere alla rete elettrica nelle ore caratterizzate da elevati valori del TSS;
- Una buona frazione del carico termico degli edifici non attivi (“Ospedale 2” e “Ufficio”) è soddisfatta tramite il calore recuperato dall'unità CHP dell'edificio attivo e distribuito lungo la rete di distribuzione.

In Fig. 9.5.b sono presentati gli analoghi risultati per il cluster di quattro edifici, ottenuti effettuando l'ottimizzazione assumendo i prezzi zonali orari della zona “Nord”; si può osservare che:

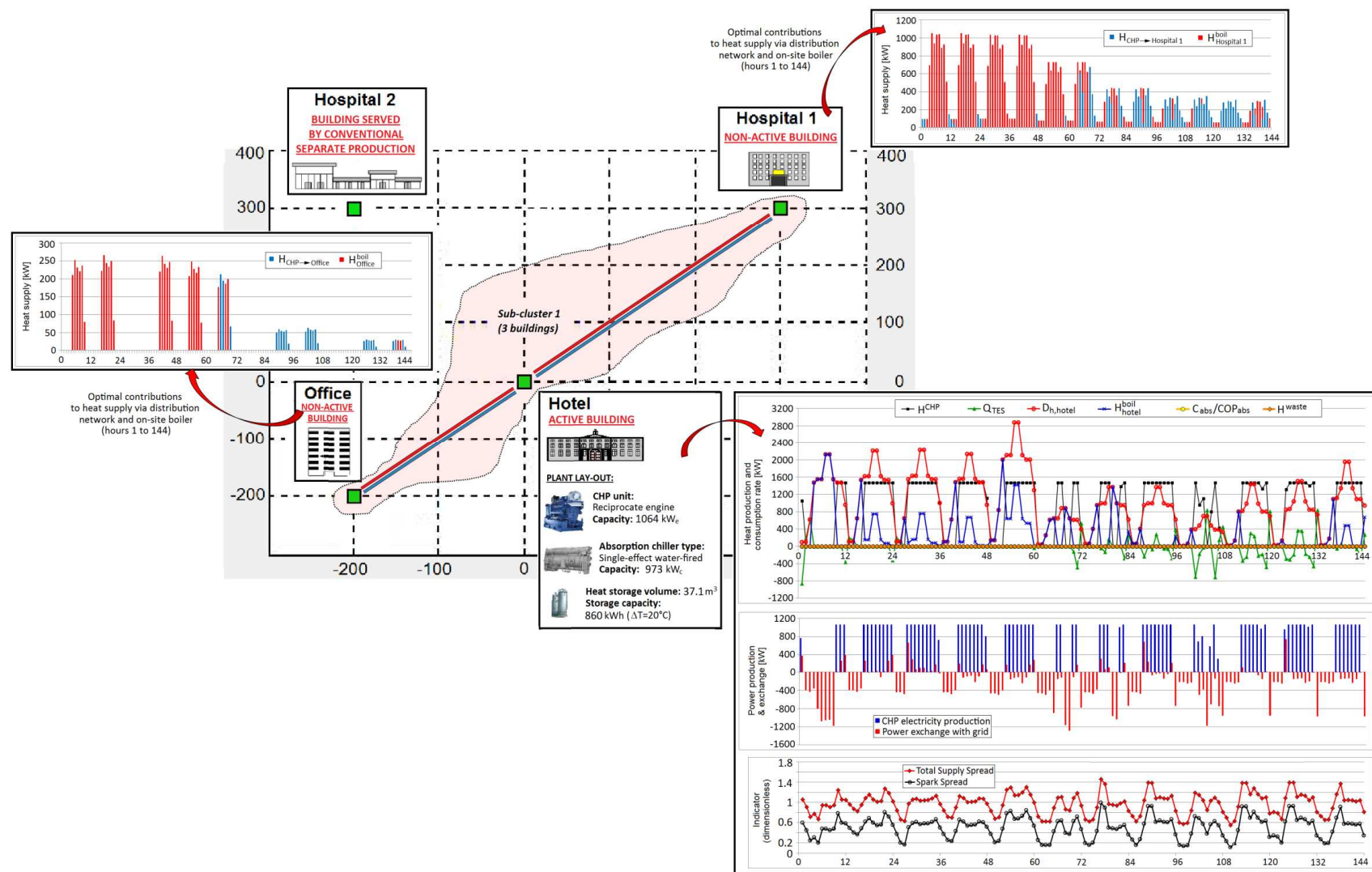


Figura 9.5: Lay-out e operatività ottimale della CHCP-based μ grid applicando i prezzi zonali orari della zona Nord.

- La configurazione ottimale della μgrid è differente, ed include una sola unità CHP (un motore alternativo), collocata nell'edificio "Hotel" e che serve due edifici non attivi (Ospedale 1 e Ufficio);
- L'edificio "Ospedale 2" non è servito da alcuna unità CHP; tale utenza è soddisfatta dalla tradizionale "produzione separata" (ovvero è servito dalla rete elettrica, da un boiler e da un frigorifero elettrico per il soddisfacimento dei carichi elettrici, termici e frigoriferi);
- Se confrontata con il caso "Sicilia", l'operatività dell'unità CHP è risultata più regolare. Infatti, in virtù del minore margine di redditività dell'impianto (dovuto a bassi ai modesti valori di SS e TSS), è risultata installata un'unità CHP di capacità inferiore (solamente 1064 kW_e, mentre la capacità totale dell'unità installata nel caso "Sicilia" era pari a 3950 kW_e). Di conseguenza durante le ore di picco in cui il motore primo lavora a pieno carico, è accumulata nel TES soltanto una modesta quantità di calore in surplus, e ciò conduce all'installazione di un volume di accumulo termico inferiore (37.1 m³ mentre nel caso "Sicilia" il volume totale del TES è pari a 168.4 m³). Infine, la strategia operativa ottimale è governata da due obiettivi: la massimizzazione del profitto, che induce una gestione del motore primo sulla base dell'andamento del SS e TSS, (che si presenta più regolare rispetto al caso "Sicilia") ed il conseguimento del minimo indice di risparmio energetico consentito dalla normativa, e posto pari al 10%⁷.
- Differentemente da quanto accade per il caso "Sicilia", le richieste termiche dei due edifici non-attivi ("Ospedale 1" e "Ufficio") sono soddisfatte per un maggior numero di ore dal boiler ausiliario; questo comportamento è dovuto al dimensionamento del motore primo su una taglia inferiore. Da un punto di vista qualitativo si può affermare che bassi prezzi dell'energia elettrica conducono ad una minore redditività dell'impianto CHP; ciò si traduce in un dimensionamento del motore primo su una taglia inferiore e ad una minore potenza termica recuperata dal funzionamento dell'unità CHP. La routine

⁷ 2004/8/EC of the European Parliament and of the Council, 2004. Official Journal of the European Union L 52 (50-60) – 21.02.04

d'ottimizzazione sviluppata è in grado di quantificare tale comportamento, (qualitativamente prevedibile per un progettista esperto) in tempi assolutamente brevi.

Si può dunque affermare che:

- Nonostante i prezzi dell'energia influenzino la morfologia della *CHCP-based μ grids*, essi esercitano la loro maggiore influenza sulla capacità totale CHP. Inoltre, nel caso di bassi prezzi dell'energia, lo sfruttamento in cascata del vettore termico per l'alimentazione del frigorifero ad assorbimento risulta meno conveniente e pertanto può accadere che tale componente venga escluso dal lay-out ottimale;
- La diminuzione della redditività comporta una configurazione del lay-out ottimale in cui alcuni edifici sono esclusi dalla μ grids energetica e sono serviti dalla "produzione separata".

9.3 VALUTAZIONI SUL RUOLO DEL VOLUME DI ACCUMULO TERMICO

Nel presente paragrafo verrà valutata l'incidenza che la capacità del volume di accumulo termico ha sul valore della funzione obiettivo e sui tempi di ritorno dell'investimento.

Nelle precedenti ottimizzazioni si è visto che la soluzione ottimale converge verso una taglia del TES pari all'upper bound fissato per tale variabile; ciò accade per due ragioni:

- Il processo semplificato adottato per la modellizzazione delle fasi di carica/scarica del TES assume bassi valori per il fattore di perdita orario attraverso le pareti laterali, tipico di serbatoi ben coibentati;
- Un volume di accumulo termico dimensionato su grandi taglie consente un'operatività più flessibile dell'unità CHP; in pratica, un TES di grandi dimensioni consente una gestione dell'unità CHP strettamente connessa all'andamento del SS e del TSS, rendendola compatibile con un totale sfruttamento del calore recuperato.

In realtà il comportamento del TES è strettamente legato alla sua forma (verticale o orizzontale) e al valore della perdita oraria dovuta alla dispersione di calore attraverso le pareti laterali e al fenomeno della stratificazione. Inoltre, soprattutto nelle zone ad alta densità

abitativa, lo spazio a disposizione per la collocazione del TES può non risultare sufficiente per l'installazione di serbatoi di grandi dimensioni.

In virtù di queste notazioni di carattere generale, ben intuitive a livello qualitativo, ci si propone di effettuare un'analisi volta a quantificare la sensitività del design e dell'operatività dell'impianto CHCP asservito ad una μ grid energetica, al variare del volume massimo di accumulo termico ammissibile.

Indicata con $UB_{TES}^{standard}$ la capacità massima del TES nella routine d'ottimizzazione, si vuole analizzare la sensitività dei risultati al variare del parametro:

$$n_{TES} = \frac{UB_{TES}}{UB_{TES}^{standard}} \quad (9.1)$$

Sono state effettuate numerose simulazione per il cluster dei quattro edifici presentati in Tabella 9.1, con riferimento al caso “Sicilia” ed assumendo $n_{TES} \in \{0, 0.2, 0.5, 0.7, 1\}$

Il lay-out ottimale della μ -grid energetica rimane uguale a quello rappresentato in Fig. 9.5.a, mentre si possono osservare notevoli variazioni per quanto concerne la taglia dei componenti e la loro filosofia di gestione.

I risultati, in termini di massima capacità delle unità CHP installate, indice di risparmio energetico ($PES\%$) e tempi di ritorno dell'investimento (payback time), sono riassunti nel diagramma “a ragnatela” di Fig. 9.6; i valori sono, anche questa volta, normalizzati rispetto ai valori massimi ottenuti nelle ottimizzazioni, che sono:

- Massima capacità delle unità CHP installata: 3950 kW_e (caso “ $n_{TES}=1$ ”);
- Massimo ($PES\%$): 13.51 % (caso “ $n_{TES}=1$ ”);
- Massimo payback time: 8.3 anni (caso “ $n_{TES}=0$ ”).

Si può osservare che ad un maggiore valore di n_{TES} corrisponde un aumento della capacità totale delle unità CHP installate e del valore dell'indice di risparmio energetico conseguito; la soluzione per $n_{TES}=1$ si dimostra la più efficace, dal momento che il “Payback time” aumenta significativamente all'aumentare di n_{TES} .

In Fig. 9.6 sono inoltre indicati i bilanci termici dell'unità CHP installata nell'edificio attivo del sub-cluster costituito dai tre edifici (“Hotel”, “Ospedale 2” ed “Ufficio”) per le due condizioni “estreme” $n_{TES}=0$ ed $n_{TES}=1$.

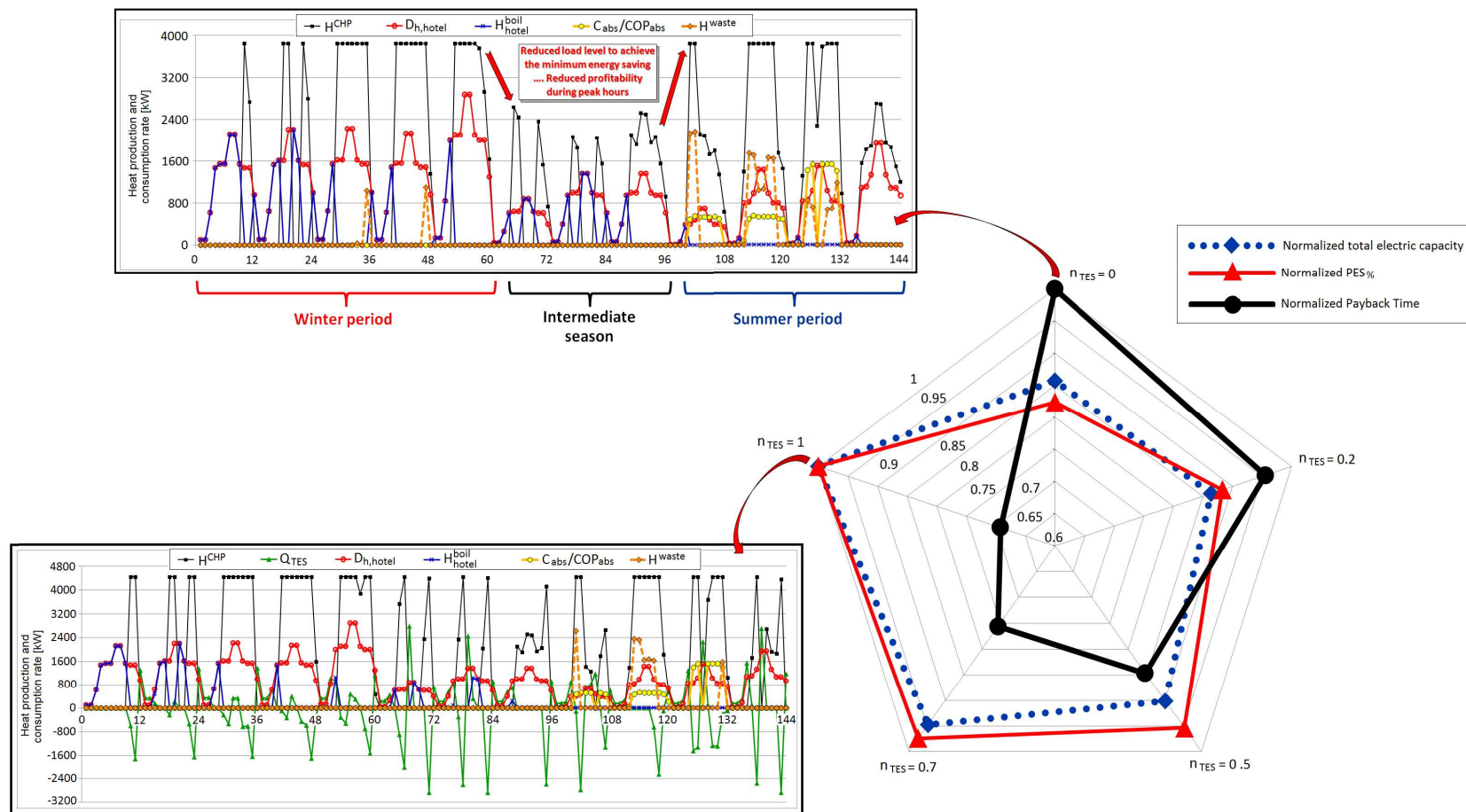


Figura 9.6: Sensitività dei risultati al variare del parametro “ n_{TES} ”, con particolare attenzione alla differente strategia operativa dell’impianto

Si può osservare che:

- Nel caso “ $n_{TES}=0$ ” l’unità CHP non integrata da un volume di accumulo termico, osserva una scarsa utilizzazione del calore recuperato nella stagione intermedia; tale stagione è identificata in figura dalla regione del diagramma compresa tra l’ora 60 e l’ora 96, e può essere stimata corrispondente all’operatività dell’unità CHP nel periodo compreso approssimativamente tra Marzo e Aprile. In questo periodo la scarsa richiesta termica (conseguente all’assenza di fabbisogni per il riscaldamento e/o raffrescamento ambientale) e l’impossibilità di accumulare il calore in eccesso fanno sì che l’unità CHP operi seguendo strettamente il carico termico richiesto dall’edificio. Nello stesso periodo, l’impianto equipaggiato con un volume di accumulo di capacità massima (“ $n_{TES}=1$ ”) può operare a pieno carico nelle ore di picco (producendo un surplus di energia elettrica ad alta remuneratività da immettere in rete) accumulando il calore in eccesso per poi utilizzarlo successivamente nelle ore in cui i prezzi dell’energia elettrica si attestano su valori inferiori (e l’impianto viene quindi spento);
- Nella configurazione ottenuta per “ $n_{TES}=0$ ” si osserva che un’elevata quantità di calore che viene scaricata in atmosfera soprattutto nelle ore tra 100 e 130, che identificano il periodo estivo. Nel periodo estivo, infatti, la maggior parte dei carichi termici sono di tipo indiretto, ossia associati all’alimentazione del frigorifero ad assorbimento. Le temperature dell’acqua richieste per l’alimentazione di tale componente sono comprese tra i 120-130°C; essendo impossibile soddisfare tale richiesta tramite i recuperi termici a bassa temperatura dal circuito di raffreddamento del motore, è chiara la necessità di utilizzare, in assenza di un volume di accumulo, un radiatore d’emergenza per il raffreddamento del motore. La notevole potenza termica in esubero scaricata in atmosfera giustifica il valore modesto dell’indice di risparmio energetico, che risulta il più basso tra le cinque simulazioni effettuate.

I risultati aggregati, in termini di costi annui sostenuti, sono mostrati in Fig. 9.7.

Si può osservare che:

- Quando n_{TES} diminuisce, il costo complessivo per l’acquisto del fuel diminuisce leggermente poichè la riduzione del costo per l’alimentazione dell’unità CHP è superiore all’incremento del costo del fuel per l’alimentazione del boiler ausiliario

(tenendo conto sia degli edifici attivi che di quelli non attivi). Ciò è conseguenza della riduzione di capacità nominale installata dell'unità CHP per bassi valori di n_{TES} ;

- Per ogni valore di n_{TES} il sistema di poligenerazione è caratterizzato da una quota di energia elettrica prodotta in surplus venduta alla rete nazionale; questi risultati, ottenuti applicando i prezzi della zona “Sicilia”, sono anche conseguenza degli elevati prezzi di riferimento dell'energia elettrica. Tuttavia, il guadagno netto annuo associato alla vendita dell'energia elettrica, diminuisce al decrescere di n_{TES} : osservando infatti il bilancio termico di Fig. 9.6, per $n_{TES}=0$ si osserva che anche nelle ore di picco l'unità CHP non opera a pieno carico in quanto non è possibile l'accumulo del surplus termico; si rinuncia quindi forzatamente al pieno sfruttamento degli ampi margini di profitto esistenti.

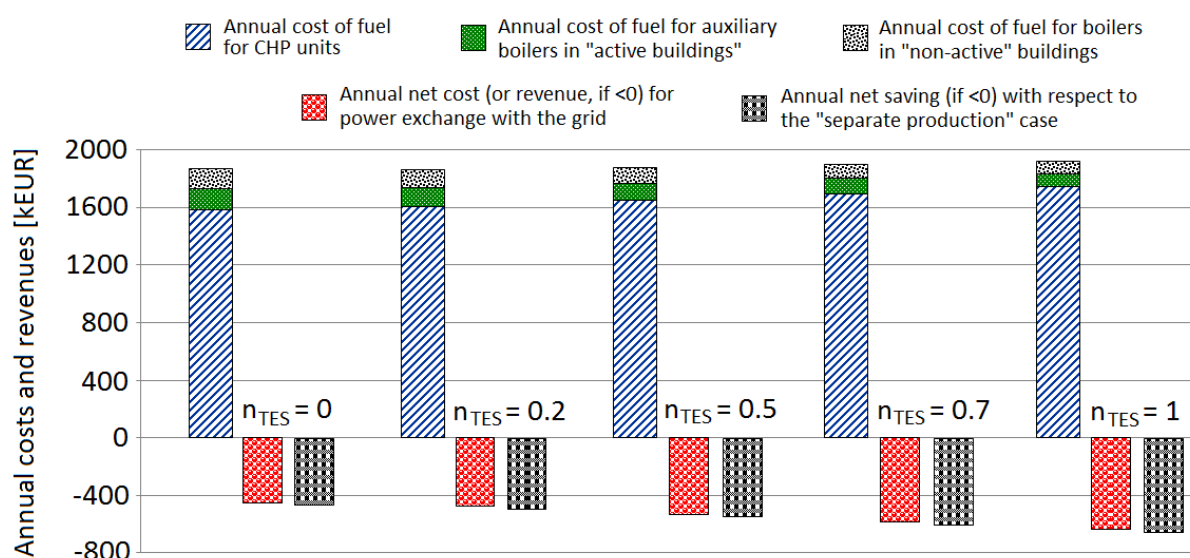


Figura 9.7: Sensitività delle frazioni di costo sostenuti annualmente al variare del parametro “ n_{TES} ”.

9.4 VINCOLI IMPOSTI DALLA NORMATIVA E LORO INFLUENZA SUL DESIGN E SULL'OPERATIVITA' DELLE CHCP-BASED μ GRIDS

La routine sviluppata consente di valutare e quantificare l'influenza che i vincoli imposti dalla vigente normativa in tema di cogenerazione esercitano sui criteri di progettazione e di gestione più convenienti, che ci si attende gli imprenditori privati possano implementare al fine di massimizzare il loro profitto.

In questo paragrafo vengono analizzati due aspetti differenti:

1. La sensitività dei risultati al criterio adottato dalla normativa per la valutazione della “poligenerazione ad alta efficienza”; tale normativa, come è noto, fissa i criteri che l’impianto deve rispettare per accedere ai meccanismi di incentivazione;
2. La sensitività ai meccanismi di incentivazione basati sull’esenzione fiscale per il combustibile (nel nostro caso il gas naturale) consumato dalle unità di poligenerazione.

9.4.1 Criteri adottati per la valutazione della cogenerazione ad alta efficienza

Come descritto nel paragrafo 2.1, affinché un sistema poligenerativo di taglia superiore al MW venga classificato “ad alta efficienza”, secondo la direttiva 2004/8/EC, è necessario che esso garantisca un risparmio di energia primaria pari almeno al 10% rispetto alla produzione separata di elettricità e calore. L’espressione indicata dalla Direttiva è quella già presentata nell’equazione 2.4 e qui riportata nuovamente:

$$PES_{\%} = \left(1 - \frac{1}{\frac{CHP H_{\eta}}{Ref H_{\eta}} + \frac{CHP E_{\eta}}{Ref E_{\eta}}} \right) \times 100 \geq PES_{\%}^{\min} \quad (9.2)$$

Secondo la direttiva il valore dell’efficienza di riferimento da assumere per la produzione separata di energia elettrica ($Ref E_{\eta}$) deve essere quella che caratterizza le Best Available Technologies; pertanto, il valore di $Ref E_{\eta}$ può essere ragionevolmente assunto pari a 0.53-0.57, che sono i tipici valori dei moderni impianti a ciclo combinato.

Inoltre l’assunzione di un unico valore medio di $Ref E_{\eta}$ valido per tutti paesi dell’UE sarebbe soluzione discriminatoria per gli impianti CHP e CHCP di quei paesi la cui produzione elettrica è basata prevalentemente su tecnologie obsolete; in tal senso sarebbe più razionale assumere come $Ref E_{\eta}$ il valore dell’efficienza elettrica media tipica di un determinato paese/regione in cui è situato l’impianto.

Attualmente in Italia il D.M del 4 Agosto 2011 ha fissato i valori di riferimento per $Ref E_{\eta}$; essi dipendono dalla tipologia di combustibile consumato e dalla temperatura media della zona in cui è localizzato l’impianto.

Sulla base di queste considerazioni sono state effettuate diverse simulazioni, facendo riferimento ai prezzi dell'energia elettrica della zona "Sicilia", ad un prezzo del combustibile per l'alimentazione dell'unità CHP (MP_{fuel}^{CHP}) pari a 0.45 EUR/Nm³ e per l'alimentazione del boiler ausiliario (MP_{fuel}^{boil}) pari a 0.50 EUR/Nm³, l'utenza di riferimento è nuovamente il cluster composto dai quattro edifici presentati in Tabella 9.1. Per le diverse ottimizzazioni si sono assunti:

- Differenti valori di $Ref E_{\eta}$, variabile nell'intervallo del range [0.37-0.53] che riflette l'efficienza media dei sistemi di produzione dell'energia in molti paesi europei (il valore 0.37 è considerato sufficientemente basso per tener conto di quei paesi caratterizzati da una prevalenza di obsoleti impianti termoelettrici a vapore, mentre il valore 0.53 è sufficientemente alto per rappresentare quei paesi la cui capacità di generazione è caratterizzata da una prevalenza di moderni cicli combinati,
- Differenti valori di $PES_{\%}^{min}$, variabili nel range [0-0.35]. Il valore attualmente imposto dalla normativa per $PES_{\%}^{min}$ è 0.10 (cioè deve essere garantito un risparmio di energia primaria pari ad almeno il 10%) ad eccezione degli impianti di micro-cogenerazione e small-scale (ossia impianti di potenza nominale rispettivamente inferiore a 50 kWe ed 1 MWe), il cui limite di risparmio è imposto pari a 0. Tuttavia, molti motori alternativi e turbine a gas che operano in assetto cogenerativo con pieno recupero dei cascami termici riescono a raggiungere PES% anche superiori al 30%; il range esaminato, dunque, ben riflette il comportamento degli impianti di poligenerazione di piccola e media taglia.

La configurazione della μ grid risulta essere poco influenzata dal variazione del parametro $PES_{\%}^{min}$ e $Ref E_{\eta}$; in molti dei casi esaminati, infatti, la configurazione ottimale riflette esattamente quella presentata in Fig. 9.1.a la quale, include due unità CHP installate rispettivamente nell'edificio "Hotel" e nell'edificio "Ospedale 1". Il trend osservato per la funzione obiettivo, al variare dei due parametri $PES_{\%}^{min}$ e $Ref E_{\eta}$ è mostrato in Fig. 9.8.a,b.

In Fig. 9.8.a è rappresentato il Payback Time, ottenuto per la configurazione ottimale della CHCP-based μ grid al variare dei valori di $Ref E_{\eta}$ (variabile tra 0.37 e 0.53, con uno step di 0.04) e del valore di $PES_{\%}^{min}$ imposto.

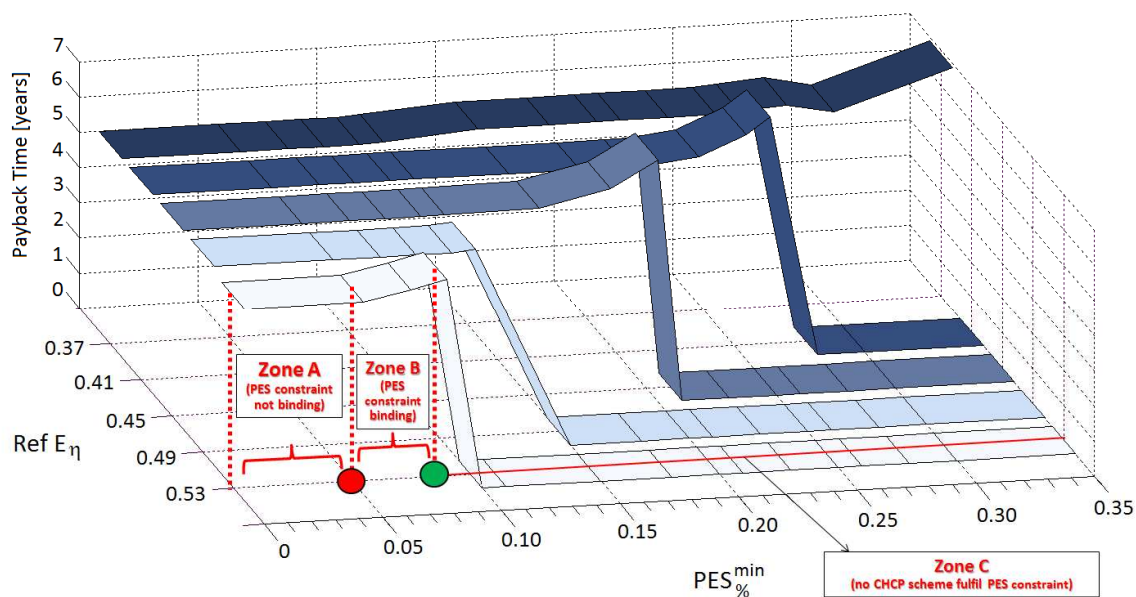


Figura 9.8.a: Payback Time dell'investimento al variare dei valori di Ref E_η e del valore del $PES_{\%}^{\min}$ imposto

In Fig. 9.8.a è evidenziato, con riferimento al valore Ref $E_\eta=0.53$, il comportamento al variare di $PES_{\%}^{\min}$; si possono distinguere tre zone:

- Zona A (Ref $E_\eta=0.53$): copre il range di $PES_{\%}^{\min}$ $[0,0.05]$, in questa zona il Payback Time non è sensibile all'indice di risparmio energetico minimo imposto; il vincolo sul PES non risulta efficace, e la soluzione ottimale risiede nella regione in cui la condizione $PES_{\%} \geq PES_{\%}^{\min}$ è verificata come diseuguaglianza;
- Zona B (Ref $E_\eta=0.53$): comprende i valori di $PES_{\%}^{\min}$ compresi nel range $[0.05, 0.08]$, il Payback Time aumenta all'aumentare di $PES_{\%}^{\min}$; il vincolo $PES_{\%}^{\min}$ è vincolante e l'espressione $PES_{\%} \geq PES_{\%}^{\min}$ è verificata come uguaglianza. Si osserva infatti come ogni incremento di $PES_{\%}^{\min}$ in questa regione riduca la redditività dell'impianto (o meglio, faccia aumentare il tempo di ritorno dell'investimento ad esso connesso), inducendo a convergere verso differenti soluzioni sia per quanto concerne il design che riguardo all'operatività dell'impianto. Per esempio, durante le ore di picco della stagione intermedia, che è caratterizzata da basse richieste termiche e frigorifere, la produzione di surplus di energia elettrica da immettere in rete è sempre più limitata al

crescere di $PES_{\%}^{\min}$; la produzione di calore scaricato in atmosfera deve infatti essere minima poiché è vincolata al rispetto del limite $PES_{\%}^{\min}$ imposto.

- Zona C (Ref $E_{\eta}=0.53$): include ogni $PES_{\%}^{\min}$ maggiore di 0.08. La routine indica come soluzione ottima “la produzione separata”; in pratica, nessuna CHCP-based μ grid può contemporaneamente soddisfare un alto valore di $PES_{\%}^{\min}$ e conseguire risultati economici migliori rispetto alla “produzione separata”.

Le considerazioni fatte sul trend osservato per valori di Ref $E_{\eta}=0.53$ possono essere riconosciute anche per tutti gli altri valori di Ref E_{η} .

In Fig. 9.8.b le zone A-B-C vengono rappresentate in proiezione sul piano $PES_{\%}^{\min}$ e Ref E_{η} .

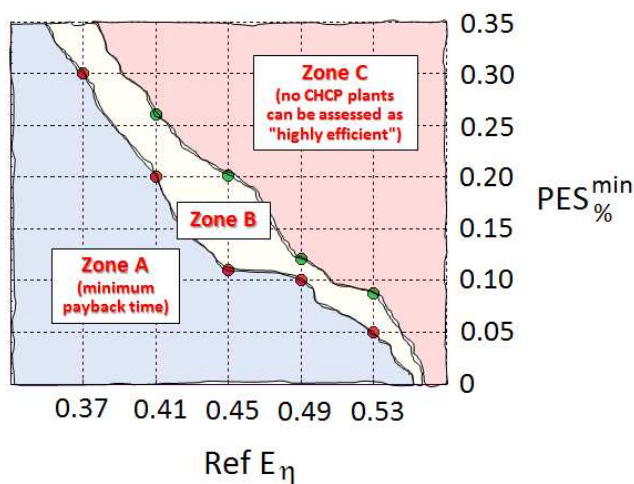


Figura 9.8 b): Zone d’influenza per valori di Ref E_{η} e $PES_{\%}^{\min}$ sul design e l’operatività delle CHCP-based μ grids.

Si può osservare che:

- L’uso simultaneo di elevati valori di $PES_{\%}^{\min}$ e Ref E_{η} (cioè la condizione per cui l’impianto poligenerativo viene definito ad “alta efficienza” solo se consegue significativi risparmi di energia primaria anche se confrontato con le “best available technologies”) può rappresentare una forte barriera alla diffusione di sistemi di poligenerazione in ambito civile: infatti i punti rappresentativi di alti valori di $PES_{\%}^{\min}$ e Ref E_{η} ricadono tutti nella “zona C”;

- Dispositivi di politica energetica efficienti dovrebbero assicurare agli imprenditori privati condizioni attrattive per i loro investimenti. La regione più promettente è evidentemente la fascia della zona A prossima al confine con la zona B: qui, infatti, vengono imposti valori sufficientemente alti di $PES_{\%}^{\min}$ (che si traducono in una notevole utilità “sociale” degli impianti poligenerativi), senza tuttavia penalizzare il potenziale profitto dell’investimento. A seconda del contesto di riferimento (cioè al variare di Ref E_{η} , che dipendono dall’efficienza media degli impianti di produzione e dalla quota di elettricità prodotta da impianti nucleari e dalle fonti di energia rinnovabile del paese), dovrebbe essere imposto un valore più o meno alto dell’indice minimo di risparmio energetico.
- L’ampiezza delle zone A, B e C mostrate in Fig. 9.8.b dipende fortemente dai dati assunti nella simulazione: se fosse stato analizzato un cluster di edifici differente (con edifici caratterizzati da diversi profili di consumo e con una diversa disposizione spaziale relativa) ed applicati prezzi zonali orari differenti, la mappa tracciata per la distinzione delle zone A, B e C sarebbe risultata sicuramente modificata. Inoltre il tracciamento del grafico che individua le zone di “profitto” al variare di $PES_{\%}^{\min}$ e Ref E_{η} può essere effettuato anche per il singolo edificio, definendo mappe che caratterizzano il “comportamento” di edifici di diverso tipo, quali ospedali, uffici, centri commerciali ecc. al variare del prezzo dell’energia elettrica (MP_e), in modo da definire condizioni più flessibili (o al limite *case-oriented*) per la definizione della cogenerazione ad alta efficienza: un tale approccio potrebbe certamente agevolare la diffusione dei sistemi poligenerativi anche nel settore civile.

In conclusione si può affermare che il grafico tracciato in Fig. 9.8.b utilizzato sistematicamente per contemplare la specificità di diverse applicazioni, può essere uno strumento molto utile per la definizione delle future politiche energetiche nel settore della poligenerazione.

9.4.2 Esenzione fiscale per il combustibile consumato dagli impianti di cogenerazione

Nelle simulazioni precedenti sono stati assunti prezzi del combustibile per l’alimentazione dell’unità CHP, $MP_{\text{fuel}}^{\text{CHP}}$, e per l’alimentazione del boiler ausiliario, $MP_{\text{fuel}}^{\text{boil}}$, rispettivamente

pari a 0.45 EUR/Nm³ e 0.50 EUR/Nm³. L'assunzione di due prezzi differenti, come chiarito nel paragrafo 8.1.3, è dettato dal fatto che, secondo la normativa italiana, una parte del gas naturale utilizzato per la produzione combinata di energia elettrica e calore non è sottoposta ad accisa di consumo poiché utilizzata per autoproduzione di energia elettrica; è invece sottoposto ad accisa di consumo il gas utilizzato dal boiler ausiliario per soddisfare il deficit di energia termica.

L'impatto che l'esenzione fiscale ha sul costo del combustibile dipende dalla tipologia del cliente, e varia da 0.01 EUR/Nm³ (valore adottato per gli utenti industriali) a 0.17 EUR/Nm³ (valore adottato per gli utenti del settore civile); inoltre, possono essere ottenuti valori intermedi, per quelle utenze, come gli hotel, che sono considerate come utenze industriali solo per una frazione delle loro attività e quindi dei loro consumi energetici.

Sulla base di queste considerazioni, è stata effettuata un'analisi della sensitività che i criteri di progettazione e gestione degli impianti CHCP hanno all variare del costo del combustibile consumato dall'unità CHP (MP_{fuel}^{CHP}), mantenendo costante il prezzo del combustibile per l'alimentazione del boiler (MP_{fuel}^{boil}) ed il prezzo dell'energia elettrica (MP_e).

Sempre con riferimento al caso "Sicilia", (applicando cioè i prezzi orari corrispondenti a tale zona), è stata applicata la routine MBO al cluster dei quattro edifici precedentemente presentati variando il prezzo MP_{fuel}^{CHP} nel range [0.35-0.50] EUR/Nm³, e considerando quindi un'esenzione fiscale compresa nel range [0-0.15] EUR/Nm³.

I risultati ottenuti sono presentati nelle figure 9.9.a-c; in tali figure sono rispettivamente presentati i risultati relativi a diversi ambiti:

- Design (Fig. 9.9.a): è presentata la capacità totale installata per i differenti componenti, calcolata come somma delle capacità installate negli edifici attivi risultanti dall'ottimizzazione;
- Indicatori energetici ed economici globali (Fig. 9.9.b): sono indicati il payback time dell'investimento e l'indice di risparmi energetico conseguito;
- Operatività (Fig. 9.9.c): è presentato il trend della principale frazione dei costi operativi, $Z_{CHP,i}^{op}$ correlati al consumo di combustibile da parte dell'unità CHP (indicato come nelle equazioni 8.6 e 8.7), e del boiler ausiliario (indicato come $Z_{boil,i}^{op}$).

nell'equazione 8.4, nonché il costo/introito per l'elettricità scambiata con la rete pubblica.

Tutti i valori sono stati normalizzati rispetto al valore più alto ottenuto, poiché l'obiettivo principale è l'analisi del trend, e non l'analisi puntuale dei valori numerici. Procedendo in senso antiorario dalla condizione " $MP_{\text{fuel}}^{\text{CHP}} = 0.475 \text{ EUR/Nm}^3$ " alla condizione " $MP_{\text{fuel}}^{\text{CHP}} = 0.35 \text{ EUR/Nm}^3$ ", è possibile riconoscere i cambiamenti indotti da una crescente incidenza dell'esenzione fiscale.

Si osserva che:

- Come mostrato in Fig. 9.9.a, la capacità totale per tutti i componenti aumenta significativamente quando $MP_{\text{fuel}}^{\text{CHP}}$ aumenta da 0.475 (condizione di modesta esenzione fiscale) a 0.35 EUR/Nm³ (condizione di elevata esenzione fiscale). Sebbene la capacità produttiva dell'unità CHP, la capacità frigorifera del frigorifero ad assorbimento ed il volume di accumulo termico non diminuiscono esattamente nelle stesse proporzioni, il trend generale è comune a tutte queste variabili di progetto;

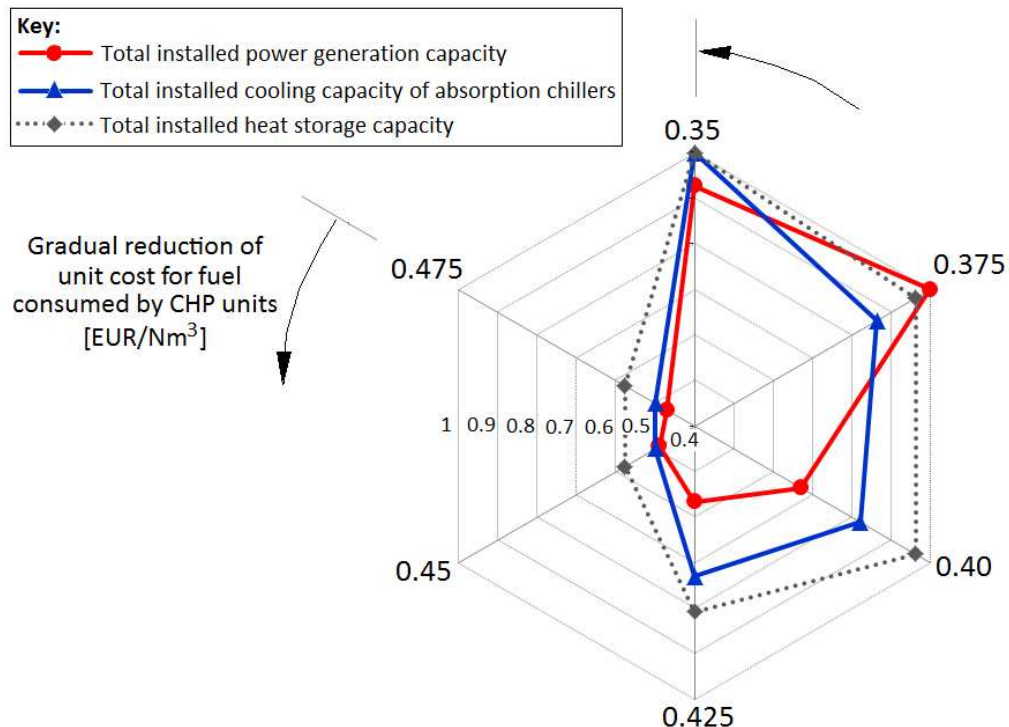


Figura 9.9.a: Sensitività della capacità totale installata per i differenti componenti (unità CHP, frigorifero ad assorbimento e volume di accumulo termico) al variare del $MP_{\text{fuel}}^{\text{boil}}$

- Il Payback Time mostrato in Fig. 9.9.b, diminuisce sensibilmente al diminuire del costo unitario del combustibile per l'alimentazione CHP. Nel caso particolare (non rappresentato in figura) in cui il costo del gas è il medesimo per l'unità CHP e gli organi ausiliari, ossia $MP_{fuel}^{CHP} = MP_{fuel}^{boil} = 0.50 \text{ EUR/Nm}^3$ (nessuna esenzione fiscale), il massimo Payback Time risulta pari a nove anni; soddisfacendo i carichi con la tradizionale "produzione separata" (questo è il motivo per cui tale valore è escluso dal grafico). Si può concludere che anche nelle zone in cui il costo dell'energia elettrica è molto alto, come accade nella zona elettrica "Sicilia", qualunque meccanismo di supporto come l'esenzione fiscale è estremamente utile per rendere conveniente l'utilizzo di sistemi di poligenerazione nel settore civile. Per quanto concerne la variazione del risparmio energetico conseguito, si osserva un trend piuttosto regolare. Quando MP_{fuel}^{CHP} passa da 0.475 a 0.40 EUR/Nm^3 il PES% raggiunto aumenta; questo fenomeno è dovuto al fatto che ad una diminuzione del MP_{fuel}^{CHP} corrisponde un aumento della taglia dell'unità CHP, e dunque una maggiore potenza termica recuperata. Tuttavia, un ulteriore decremento del MP_{fuel}^{CHP} da 0.40 a 0.35 EUR/Nm^3 sostanziali riduzioni del PES% conseguito.

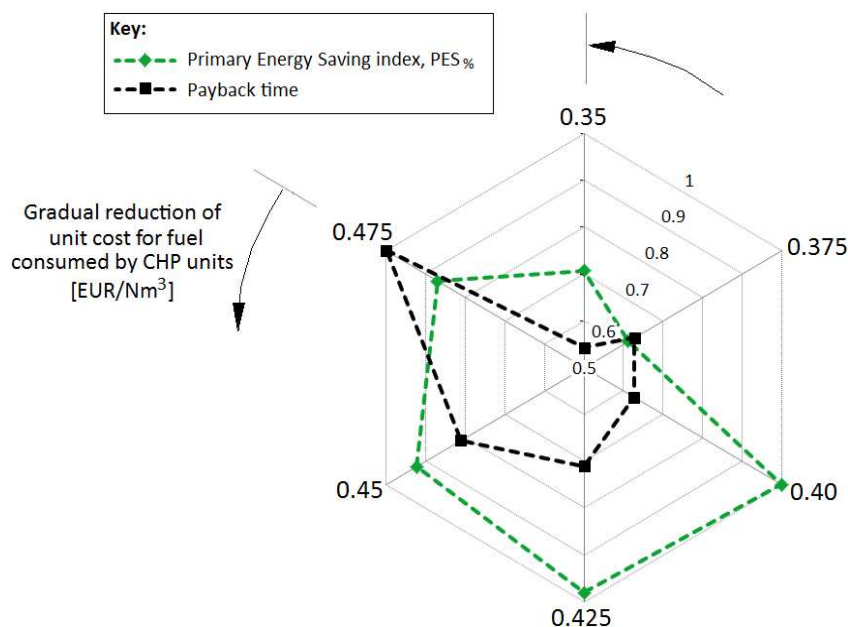


Figura 9.9.b: Sensitività dei risultati al variare del MP_{fuel}^{boil} , in termini di payback time e indice di risparmio energetico conseguito

L'interpretazione data al trend osservato per il $PES_{\%}$ è la seguente: nella configurazione impiantistica ottenuta per $MP_{fuel}^{CHP}=0.40$ EUR/Nm³ il potenziale di produzione combinata è già altamente sfruttato; un ulteriore aumento della taglia installata, che si osserva quando MP_{fuel}^{CHP} passa da 0.40 a 0.35 EUR/Nm³, è essenzialmente associato ad un aumento di profitto conseguito con la produzione di energia elettrica in surplus, con il conseguente risultato di un aumento della frazione di calore in eccesso scaricata in atmosfera e, quindi, di una riduzione del risparmio energetico.

Questa ipotesi è confermata dall'andamento dei diagrammi di funzionamento presentati in Fig. 9.9.c.

- In Fig. 9.9.c si possono osservare ampie variazioni della strategia operativa dell'impianto. Il costo operativo dell'unità CHP dovuto al consumo di gas ed il guadagno derivante dalla vendita dell'energia elettrica alla rete nazionale aumenta notevolmente al diminuire del costo MP_{fuel}^{CHP} , in virtù dell'installazione di un motore primo di taglia via via più elevata. Il costo annuo sostenuto per il consumo di combustibile da parte del boiler diventa nullo (o quasi nullo) per valori di $MP_{fuel}^{CHP} < 0.40$ EUR/Nm³. L'ipotesi fatta precedentemente, in relazione al decremento del $PES_{\%}$ non è incisiva quando $MP_{fuel}^{CHP} < 0.40$ EUR/Nm³, è evidentemente verificata: il contributo nullo del boiler ausiliario alla produzione di energia termica, infatti, dimostra che il potenziale poligenerativo è completamente sfruttato, e l'ulteriore incremento della potenza dell'unità CHP installata che si osserva quando MP_{fuel}^{CHP} passa da 0.40 a 0.35 €/Nm³, è essenzialmente associato ad un aumento del calore in surplus prodotto dal motore e scaricato in ambiente. Per analizzare in modo più accurato questo trend, in Fig. 9.9.c vengono mostrati il bilancio termico e il TSS/SS, per il coto unitario del carburante CHP pari a 0.35 e 0.40 EUR/Nm³. Si ricorda a tal proposito che la "produzione di sola energia elettrica" (cioè la condizione operativa che influenza il risparmio energetico conducendo a dissipare il surplus termico) è economicamente sostenibile quando $SS > 1$. Aumentando l'incidenza dell'esenzione fiscale, cioè passando da $MP_{fuel}^{CHP}=0.40$ a $MP_{fuel}^{CHP}=0.35$, una frazione più ampia della curva SS si trova al di sopra di 1. Esaminando ad esempio, l'intervallo di tempo tra l'ora 110 e

l'ora 120, è possibile comparare l'entità della regione in cui $SS > 1$, indicata con area punteggiata; lo stesso è fatto nel grafico del bilancio termico, nella regione che indica il calore dissipato in ambiente.

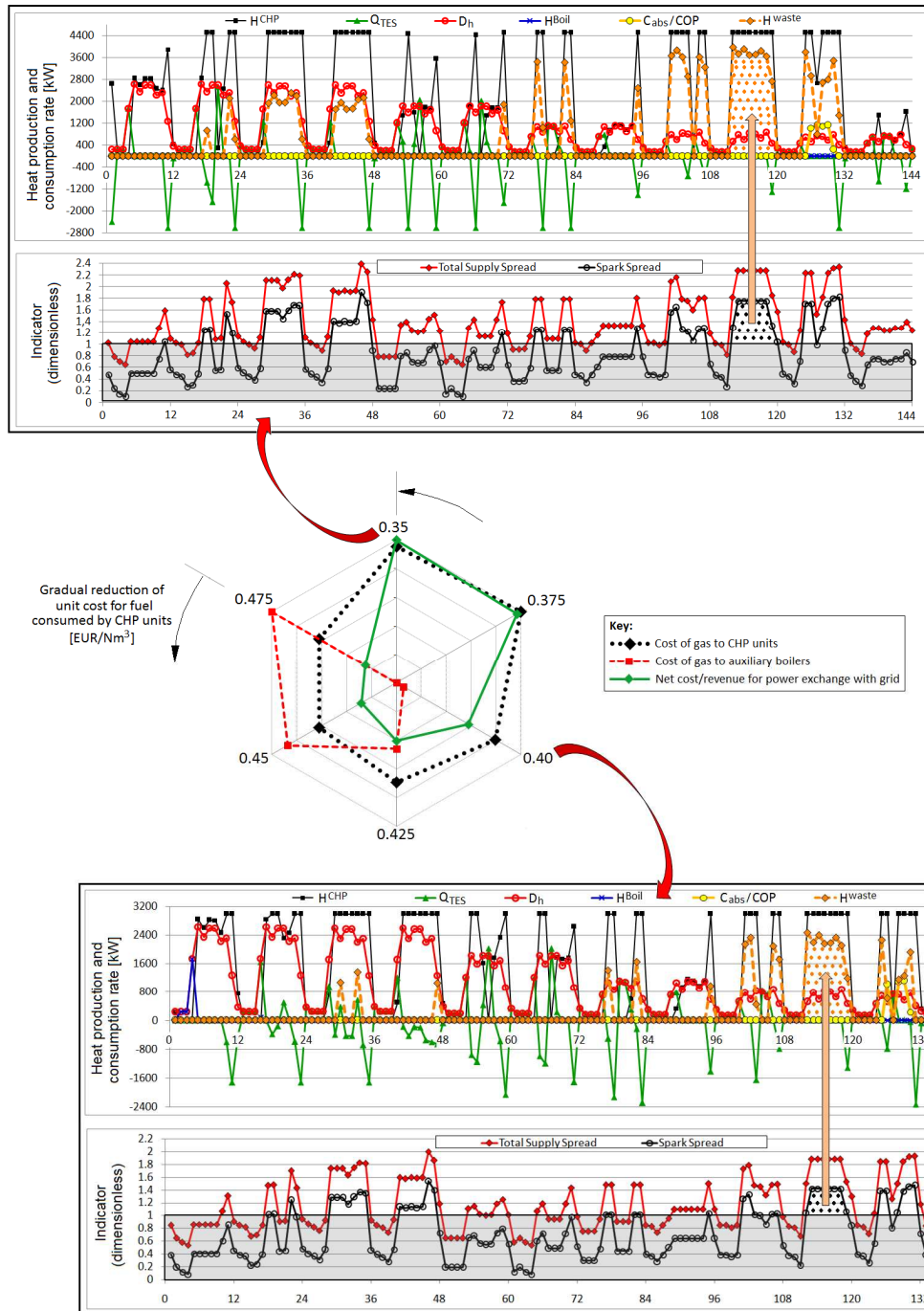


Figura 9.9 c) –Sensitività dei differenti costi operativi dei principali componenti al variare del MP_{fuel}^{boil} , con particolare attenzione alla variazione della startegia operativa risultante tra due differenti livelli di esenzione fiscale

Si osserva una perfetta corrispondenza verticale tra la zona caratterizzata da “SS>1” e la zona in cui si ha la maggiore quantità di calore scartato; si può inoltre riconoscere che l’aumento di ampiezza della regione “SS>1” osservata passando da un costo del combustibile di 0.40 a quello di 0.35 EUR/Nm³ comporta un notevole incremento anche della quantità di calore scaricato in atmosfera (la potenza media dissipata passa da 2400 a 3600 kW).

L’analisi proposta ci consente di osservare come:

- Al prezzo corrente dell’energia elettrica e del fuel, una minor esenzione fiscale gioca un ruolo significativo, contribuendo alla fattibilità economica delle CHCP-based μ grids; infatti, abbattendo il costo MP_{fuel}^{CHP} da 0.50 a 0.475 EUR/Nm³ si passa da una soluzione ottimale che non comprende l’installazione di unità CHCP (produzione separata) ad uno schema CHCP che risulta fattibile e conveniente (seppur con tempi di ritorno elevati);

Un iniziale incremento dell’esenzione fiscale (si vedano i cambiamenti passando da $MP_{fuel}^{CHP}=0.475$ a $MP_{fuel}^{CHP}=0.40$) favorisce l’installazione di componenti CHCP di taglia maggiore, consentendo un migliore sfruttamento del potenziale della produzione combinata. I principali effetti che si ottengono sono due: la graduale riduzione del payback time dell’investimento e l’aumento del risparmio di energia primaria. Si può dunque concludere che il sostegno economico ottenuto tramite il meccanismo dell’esenzione fiscale è, in una certa misura, una soluzione razionale;

- Ulteriori incrementi dell’esenzione fiscale (MP_{fuel}^{CHP} da 0.40 a 0.35 EUR/Nm³), favorisce nuovamente l’installazione di componenti CHCP di grandi taglie; tuttavia, questa ulteriore capacità installata non è usata per sfruttare il potenziale di produzione combinata dell’edificio, ma solamente per produrre “energia a basso costo” secondo un processo che appare “drogato” dall’entità eccessiva degli incentivi. L’indice di risparmio energetico diminuisce e non c’è più convergenza tra l’interesse del privato a massimizzare il profitto e l’interesse sociale nel ridurre le emissioni inquinanti. Quest’ultima frazione del sostegno economico ottenuto con il meccanismo dell’esenzione fiscale è evidentemente non razionale; l’effetto indotto è un aumento della competitività di unità relativamente poco efficienti (che non producono alcun

beneficio sociale), tramite l'abbattendo artificioso dei costi unitari del carburante consumato.

Nonostante la validità generale di questo trend, i livelli specifici di esenzione fiscale presentati dipendono dal cluster di edifici esaminato. Pertanto, l'obiettivo di questa analisi non è quello di individuare specifici livelli di esenzione da adottare a livello zonale o regionale, ma di chiarire il potenziale che ha la routine realizzata al fine di aiutare il decision maker per quanto concerne le politiche energetiche.

Conclusioni

Il programma di ricerca affrontato ha raggiunto come obiettivo il conseguimento di risultati utilmente impiegabili in fase progettuale, realizzativa e gestionale dei sistemi poligenerativi asserviti ad utenze del settore civile.

La ricerca portata avanti ha permesso dunque la creazione di un metodo innovativo, rispetto a tutta la letteratura esistente in materia, orientato all'ottimizzazione della sintesi del lay-out, design e operatività dei distretti energetici alimentati da tecnologia CHCP (*CHCP-based μ grids*) che includono nella configurazione più generale un modulo di accumulo termico.

Il software d'ottimizzazione è stato applicato ad un set di quattro edifici al fine di investigare la sensitività del design e dell'operatività dell'impianto al variare delle condizioni al contorno. È stata effettuata un'analisi preliminare per valutare la "robustezza" dell'algoritmo e stabilire il numero minimo di "giorni standard" che assicura una buona convergenza verso il valore ottimo "reale" (ossia quello risultante dall'ottimizzazione estesa all'intera base temporale di 8760 ore annue). Per quanto concerne la SBO si è osservato che risultati più affidabili si hanno adottando un numero sufficientemente alto di giorni N_d tipicamente maggiori di 30. Il numero di giorni tipo fissati per la MBO, che garantisce risultati stabili per quanto concerne il valore della funzione obiettivo (NPV), la struttura topologica della μ -grid, la configurazione di ogni impianto CHCP, in termini di taglia dei componenti principali e tipologia di motore primo adottato, è stabilito pari a 24. Sia per la SBO che per la MBO il numero di "ore standard" al giorno $N_{h/d}$ è fissato pari a 12 poiché consentono la selezione un maggior numero di "giorni tipo" e diversificati tra lavorativi, feriali e festivi.

E' stata valutata l'incidenza che la capacità del volume di accumulo termico ha sul valore della funzione obiettivo e sui tempi di ritorno dell'investimento. Da tali simulazioni risulta che un maggior volume di accumulo termico garantisce un funzionamento più flessibile dell'impianto, un maggiore risparmio energetico e una riduzione dei tempi di ammortamento dell'investimento.

È stata valutata l'incidenza che i valori minimi di risparmio energetico, imposti dalla vigente normativa in tema di poligenerazione, e le efficienze di confronto della "produzione separata", esercitano sui criteri di progettazione e gestione dell'impianto di poligenerazione ed i conseguenti tempi di ritorno dell'investimento. È stato mostrato come è possibile definire "mappe" che individuano, per un generico edificio o cluster di edifici, le zone di "profitto economico" al variare di $PES_{\%}^{\min}$ e $Ref E_{\eta}$. Queste tipologie di "mappe", se applicate a differenti tipologie di utenze del settore civile (ospedali, campus universitari, ecc.), possono essere un strumento utile al legislatore per definire condizioni più flessibili per la definizione della cogenerazione ad alta efficienza ed agevolarne quindi la diffusione.

Un altro aspetto esaminato, è l'influenza che le tariffazioni dell'energia elettrica ed i meccanismi di sostegno, ed in particolare di esenzione fiscale sul carburante consumato degli impianti CHCP, hanno sulla progettazione ed il funzionamento degli stessi.

I prezzi dell'energia esercitano grande influenza sulla capacità totale dell'unità CHP e si nota come, al diminuire dei prezzi, sia preferibile l'installazione di impianti CHP piuttosto che CHCP. È stato inoltre dimostrato come il meccanismo di esenzione fiscale sia da supporto alla diffusione di tali impianti, ma è al tempo stesso doveroso da parte del legislatore, garantire il giusto compromesso tra il beneficio della collettività, in termini di riduzione del consumo energetico, ed il beneficio economico del singolo investitore.

Alla luce delle suddette analisi sorge la necessità di una nuova accurata definizione di criteri e metodologie di supporto alla diffusione di impianti di poligenerazione: decisioni errate possono ostacolare la diffusione dei sistemi di poligenerazione o, in altri casi, un uso errato delle risorse pubblico.

NOMENCLATURA

a, b	Costanti nelle equazioni di costo dei componenti linearizzate
ATD	Domanda termica aggregata
AUC_{ES}	Average Unit Cost of energy supply (costo medio unitario per l'approvvigionamento energetico di un dato edificio) [EUR/kWh]
c_p	Calore specifico a pressione costante [kJ/kg°C]
C_{abs}	Potenza erogata dal frigorifero ad assorbimento [kW]
$C_{abs,nom}$	Potenza frigorifera nominale del frigorifero ad assorbimento [kW]
d	Diametro della rete di trasmissione [mm]
D_h	Carico termico (domanda termica) [kW]
CHCP	Combined Heat, Cooling and Power
CHP	Combined Heat and Power
CHP E_η	Rendimento elettrico annuo della produzione mediante cogenerazione
CHP H_η	Rendimento termico annuo della produzione mediante cogenerazione
COP	Coefficiente di Prestazione (adimensionale)
$E_{CHP,nom}$	Potenza elettrica nominale dell'unità CHP [kW]
EUUF	Energy Utilization Factor
$\Delta H_{\%}$	Fattore di perdita orario del volume di accumulo termico, (adimensionale)
H	Potenza termica [kW]
$LL_{comp,i}$	Livello di carico del componente nell'i-esima
i	Contatore adottato per la generica ora dell' "anno standard"
int	Tasso di interesse per l'attualizzazione
LHV_{fuel}	Potere calorifico inferiore del carburante [kJ/Nm ³ o kJ/kg]
l_{branch}	Lunghezza del generico ramo della rete [m]
m	Massa del fluido [Kg]
MBO	Multi-Buildings Optimization
MILP	Mixed Integer Linear Programming
MP	Prezzo di mercato [EUR/kWh]
N_{build}	Numero totale di edifici

$N_d, N_{h/d}$	Numero di giorni e numero di ore al giorno dell' "anno standard"
N_h	Numero totale di ore adottate come base temporale per l'ottimizzazione
NPV	Net Present Value
n_{TES}	Indicatore normalizzato per il limite superiore imposto alla taglia del TES
Δp_{unit}	Pressure drop per unit length [Pa/m]
P_{rated}	Rated capacity of the component [kW]
P/A	Actualization Factor of a number of constant payments/incomes
PEC_{sep}	Somma dei consumi di energia primaria associati alla "produzione separata"
PES	Primary Energy Saving
$PES_{\%}$	Primary Energy Saving index
PHR^{CHP}	Rapporto elettrico su termico dell'unità CHP, adimensionale
Q_{TES}	Potenza termica accumulate/scaricata dell'accumulo termico [kW]
Ref E_{η}	Rendimento elettrico di riferimento per la produzione separata di energia elettrica, adimensionale
Ref H_{η}	Rendimento termico di riferimento per la produzione separata di calore, adimensionale
SBO	Single Building Optimization algoritmo
SS	Spark Spread
S_{TES}	Superficie esterna del TES
$STOR_i$	Energia termica accumulate nel TES nell'i-esima ora [kWh]
ΔT	Differenza di temperatura [°C]
TES	Volume di accumulo termico (Thermal Energy Storage)
TSS	Total Supply Spread
U_{tank}	Coefficiente di dispersione termica del TES (trasmittanza) [W/m ² °C]
UB_{TES}	Upper bound imposto alla capacità di accumulo del TES [kWh]
V_{TES}	Volume dell'accumulo termico [m ³]
Z, z	Costo capitale e costo unitario, rispettivamente [EUR]
Vettori, matrici o funzioni	
x	Vettore delle variabili decisionali
A	Matrice dei coefficienti
b	Vettore dei termini costanti nella formulazione della matrice

Ξ Vettore degli operatori relazionali

Apici

boil Caldaia

max Massimo valore annuale

min Valore minimo iposto dalla normativa

opt Riferito al valore ottimale risultante della routine

rec Motore alternativo

turb Turbina a gas

unit d Per unità di diametro

waste Riferito al calore scaricato in atmosfera tramite un radiatore di soccorso

Pedici

abs Frigorifero ad assorbimento

boil Caldaia

buy Riferito al prezzo di acquisto dell'energia elettrica

c, e, h Riferito a frigorifero, elettrico e termico, rispettivamente

CHP→j Riferito al fluido caldo/surriscaldato trasferito al j-esimo edificio “non-attivo”

comp Generico componente

distr Distribuito dall'edificio “attivo” a quello “non attivo”

el.ch. Frigorifero elettrico (del tipo a compressione di vapore)

ht Alta temperatura

lt Bassa temperatura

sell Riferito al prezzo di vendita dell'energia elettrica

Simboli greci

β Fattore di correzione usato nell'espressione di NPV

δ Variabile binaria 0-1

ξ Riferito ad uno specifico sub-cluster

η Efficienza

ρ_{water} Densità dell'acqua [kg/m^3]

ε Errore percentuale

Simboli speciali

X^* Valore assunto dal parametro/variabile dell'edificio “attivo”